



DISEÑO DE UNA CÁMARA TRANSÓNICA PARA UN TÚNEL DE
VIENTO TRISÓNICO

ISABELLA VALENCIA VÉLEZ

DIRECTOR: ING. JAIRO A. VALDÉS ORTIZ, PH.D

DOCUMENTO PRESENTADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
JULIO 2016

EL AUTOR ASEGURA QUE EL CONTENIDO DE ESTE PROYECTO ES DESARROLLO INTELECTUAL PROPIO Y NO CONSTITUYE UN PLAGIO TOTAL O PARCIAL DE DIFERENTES OBRAS.

AUTOR:
ISABELLA VALENCIA VÉLEZ

APROBADO POR:

DIRECTOR:
ING. JAIRO A. VALDÉS ORTIZ, PH.D
PROFESOR ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



© 2016 Copyright
UNIVERSIDAD DEL VALLE

RESUMEN

En contexto con un proyecto macro que corresponde al diseño de un túnel de viento trisónico, se diseñó una cámara de pruebas transónica adaptable, aerodinámica y estructuralmente, a los componentes respectivos del túnel. La cámara, concebida para operar en un rango de números de Mach de 0.8 a 1.2, se diseñó bajo la configuración de una sección de pruebas con un porcentaje fijo de paredes abiertas contenida en un habitáculo. Las condiciones establecidas por el régimen del flujo y la estructura aerodinámica de la cámara supusieron el diseño de un sistema de evacuación de aire adjunto. La cámara de pruebas fue provista de accesos ópticos, que permitieron la selección de una técnica de visualización de flujo para régimen transónico. Considerando las condiciones aerodinámicas y estructurales de la cámara, se seleccionó la instrumentación estándar requerida y los posibles modelos estándar de prueba. A partir de los desarrollos anteriores se realizaron los planos de detalle del diseño.

AGRADECIMIENTOS

A todas las personas que con su apoyo y colaboración hicieron posible la realización y culminación de este trabajo de grado.

A mi director Ing. Jairo A. Valdés y asesor Ing. Esteban. Maya por su orientación, motivación, guía y supervisión.

A mis maestros por sus enseñanzas.

Y a mis padres, familiares y amigos por su participación y apoyo constante.

TABLA DE CONTENIDO

Resumen	III
Agradecimientos	IV
Lista de Figuras	VIII
Lista de Tablas	XI
Lista de Símbolos	XIII
1 Introducción	1
1.1 Formulación del problema.....	1
1.1.1 Descripción del problema.....	1
1.1.2 Justificación	2
1.2 Marco teórico	3
1.2.1 Ecuaciones de gobierno para flujos de fluidos newtonianos.....	3
1.2.2 Características del flujo en régimen transónico	6
1.2.3 Generalidades de una cámara de pruebas transónica	8
1.2.4 Relaciones de propiedades de flujo isentrópico.....	10
1.2.5 Ondas de choque.....	13
1.2.6 Ondas de expansión de Prandtl–Meyer	21
1.2.7 Fronteras abiertas en cámaras de pruebas transónicas	23
1.2.8 Principios físicos de la instrumentación y mediciones	24
1.2.9 Principio teórico del código ASME para el diseño de recipientes a presión	25
1.2.10 Fatiga de bajo ciclaje.....	27
1.3 Antecedentes	27
1.4 Objetivos.....	30
1.4.1 Objetivo general.....	30
1.4.2 Objetivos específicos	30
2 Diseño aerodinámico de la cámara de pruebas transónica	32
2.1 Análisis aerodinámico de la sección de pruebas asumiendo paredes totalmente sólidas.....	32
2.1.1 Dimensiones de la sección de pruebas	32
2.1.2 Características del flujo dentro de la sección de pruebas.....	33
2.1.3 Perfiles aerodinámicos para régimen transónico.....	33
2.1.4 Cálculo de las propiedades aerodinámicas en la sección de pruebas	34
2.2 Análisis aerodinámico de la sección de pruebas con fronteras abiertas	39

2.2.1	<i>Cálculo del porcentaje de abertura de la sección de pruebas.....</i>	40
3	Diseño del sistema de evacuación de aire del habitáculo	47
3.1	Diseño conceptual.....	47
3.2	Diseño aerodinámico del sistema de evacuación	48
3.2.1	<i>Cálculos en la tubería superior del PES</i>	48
3.2.2	<i>Cálculos en la tubería inferior del PES</i>	51
3.3	Diseño estructural del sistema de evacuación.....	53
3.3.1	<i>Cálculo de esfuerzos admisibles y espesores mínimos para tuberías</i>	53
3.3.2	<i>Selección de bridas para las uniones en las tuberías</i>	54
3.3.3	<i>Selección de soporte para tramo de tubería superior</i>	56
4	Selección de la instrumentación y técnica de visualización estándar	57
4.1	Consideraciones sobre la localización del modelo y los tipos de soporte	57
4.2	Selección de los instrumentos de medición.....	59
4.2.1	<i>Instrumentación en modelos</i>	59
4.2.2	<i>Instrumentación en el campo de flujo</i>	59
4.3	Sistema de visualización Schlieren	62
5	Diseño estructural de la cámara de pruebas transónica.....	64
5.1	Diseño estructural de la sección de pruebas.....	64
5.1.1	<i>Diseño del soporte para la sección de pruebas en el habitáculo</i>	66
5.2	Diseño estructural del habitáculo	67
5.2.1	<i>Diseño de las boquillas para la conexión del habitáculo con el sistema de evacuación de aire</i>	68
5.3	Diseño de los accesos ópticos	69
5.4	Diseño de la conexión principal de la cámara a los componentes anterior y posterior del túnel	72
5.5	Cálculo de pernos	74
5.6	Diseño de los soportes del habitáculo	75
6	Discusión de resultados.....	79
7	Conclusiones y recomendaciones.....	81
7.1	Conclusiones	81
7.2	Recomendaciones y trabajos futuros	81
	Bibliografía.....	83
	Anexos	88
	Anexo I – Especificaciones de desempeño y dimensiones de montaje de los instrumentos de medición seleccionados	88
	Anexo II – Diagrama gráfico de la eficiencia de ligamentos.....	91

Anexo III – Diseño detallado de la cámara de pruebas transónica	92
Anexo IV – Planos de detalle de diseño	93

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Configuración esquemática del flujo dentro de la sección de pruebas en régimen transónico [7].	7
Figura 1.2 - Ondas de reflexión en régimen de flujo transónico [8].	8
Figura 1.3 - Líneas de corriente en un flujo subsónico [11].	9
Figura 1.4 – Configuración típica de una cámara de pruebas transónica [12].	10
Figura 1.5 - Onda de choque normal [14].	14
Figura 1.6 - Onda de choque oblicua recta [6].	14
Figura 1.7 - Volumen de control para el flujo a través de una onda de choque normal [6].	15
Figura 1.8 - Diagrama h - s para flujo a través de una onda de choque normal [6].	16
Figura 1.9 - Volumen de control de un flujo a través de una onda de choque oblicua [1].	17
Figura 1.10 - Variación de los parámetros de una onda de choque en el aire con un ángulo medio de deflexión δ para varios números de Mach de corriente libre [1].	19
Figura 1.11 - Choque oblicuo separado formando una onda de arco [6].	20
Figura 1.12 - Patrón de flujo transónico para números de Mach de corriente libre menores que la unidad [15].	21
Figura 1.13 - Onda de expansión de Prandtl-Meyer [6].	22
Figura 1.14 - Sección de pruebas con ranuras del <i>8-ft High-Speed Tunnel</i> [16].	23
Figura 1.15 - Sección de pruebas con porosidades del túnel de viento T-106 [17].	23
Figura 1.16 - Esfuerzos admisibles para las distintas categorías de esfuerzo [25].	26
Figura 2.1 - Perfil estándar bidimensional NACA 0012 [38].	34
Figura 2.2 - Perfil estándar tridimensional AGARD-B [39].	34
Figura 2.3 - Volumen de control.	35
Figura 2.4 - Propiedades en la región aguas arriba de la formación de ondas para diversos números de Mach de corriente libre en régimen transónico.	36
Figura 2.5 - Flujo másico requerido en la sección de pruebas transónica para diversos números de Mach de corriente libre en régimen transónico.	36
Figura 2.6 - Números de Mach en la región aguas abajo de la onda de choque para diferentes valores de ángulo de deflexión y diversos números de Mach de corriente libre.	37
Figura 2.7 - Propiedades en la región aguas abajo de la formación de onda de choque para diversos números de Mach de corriente libre.	37

Figura 2.8 - Números de Mach en la región aguas abajo de la onda de expansión para diferentes valores de ángulo de giro y diversos números de Mach de corriente libre.	38
Figura 2.9 - Propiedades en la región aguas abajo de la formación de onda de expansión para diversos números de Mach de corriente libre.....	39
Figura 2.10 - Esquema de la reflexión de una onda de choque en una sección de pruebas de paredes sólidas [14].....	40
Figura 2.11 - Esquema del flujo de aire en la sección de pruebas con porosidades [41]..	41
Figura 2.12 - Gráfica experimental del coeficiente de descarga en función de la razón entre velocidades para un espécimen de 41% de abertura con tasa de crecimiento de la capa límite de paredes sólidas de 0,002 [41].....	42
Figura 2.13 - Gráfica experimental de la tasa de crecimiento de la capa límite en paredes porosas en función de la razón de velocidades sobre un espécimen con porcentaje de abertura de 41% [41].	44
Figura 3.1 - Esquema del sistema de evacuación de aire del habitáculo en el túnel de viento trisónico.	48
Figura 3.2 - Curva de flujo de la válvula reguladora de presión Swagelok referencia LPRS15 [43].	49
Figura 3.3 - Esquema de una brida ANSI B16.5 de tipo slip-on.	54
Figura 3.4 - Esquema de un soporte tipo <i>hanger rod</i> [79].	56
Figura 4.1 - Soporte tipo <i>sting-strut</i> [55].....	58
Figura 4.2 - Plataforma de montaje para un soporte tipo <i>sting-strut</i> [57].	58
Figura 4.3 - Configuración de soporte comercial típico para modelos bidimensionales [58].	58
Figura 4.4 - Representación esquemática de una sonda de presión pitot-estática multi-agujero de nariz ojival [61].	59
Figura 4.5 - Configuración y dimensiones de una sonda tipo <i>fiber-film</i> tri-axial [65].	61
Figura 4.6 - Soporte para una sonda de prueba tri-axial [65]	61
Figura 4.7 - Esquema del sistema de pruebas acústico para túneles de viento [66].	62
Figura 4.8 - Micrófono tipo 4948-B [66].....	62
Figura 4.9 - Diagrama esquemático de un sistema Schlieren tipo Z [67].....	63
Figura 5.1 - Configuración Tipo 1. Recipiente de sección transversal rectangular [24].....	64
Figura 5.2 - Configuración de un patrón de agujeros en línea diagonal [24].....	65
Figura 5.3 - Esquema del soporte tipo riel de la sección de pruebas en el habitáculo.....	66

Figura 5.4 - Configuración Tipo 12. Recipiente de sección transversal circular con soporte simple [24].	67
Figura 5.5 - Configuración estándar de una mirilla con brida [72].	70
Figura 5.6 - Configuración modificada para la sección de pruebas.	70
Figura 5.7 - Esquema de la refracción de un haz de luz en una cámara de pruebas transónica.	71
Figura 5.8 - Esquema del diseño de la brida.	73
Figura 5.9 - Soportes del habitáculo de tipo <i>saddle support</i> .	76
Figura 5.10 - Diagrama de cuerpo libre del habitáculo.	76
Figura 5.11 - Localización del esfuerzo cortante máximo en el recipiente [24].	78
Figura A.0.1 - Tabla de especificaciones de desempeño del sensor HIH-4602-A/C Series [63].	88
Figura A.0.2 - Dimensiones de montaje del sensor HIH-4602-A/C Series en mm [in] [63].	88
Figura A.0.3 - Tabla de especificaciones de desempeño del sensor HTU20D(F) [64].	89
Figura A.0.4 - Dimensiones de montaje del sensor HTU20D(F) en mm [64].	90
Figura A.0.5 - Gráfica para la determinación del factor de eficiencia de ligamentos longitudinales y diagonales en recipientes a presión [24].	91
Figura A.0.6 - Cámara de pruebas transónica.	92
Figura A.0.7 - Vista frontal de la cámara de pruebas transónica.	92
Figura A.0.8 - Vista en sección de la cámara de pruebas transónica.	92

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1 - Valores promedio del coeficiente de descarga, flujo másico de descarga por unidad de área y porcentaje de abertura de la primera iteración donde no se considera el efecto de la capa límite.	43
Tabla 2.2 - Valores de la tasa de crecimiento de la capa límite en paredes porosas para cada uno de los números de Mach de corriente libre.	45
Tabla 2.3 - Valores de las propiedades aerodinámicas en el habitáculo, flujo másico de extracción total por unidad de área y porcentaje de abertura óptimo para los números de Mach de corriente libre.	46
Tabla 3.1 - Valores de caudal para cada presión del habitáculo asumiendo que no existen pérdidas en el tramo de la tubería.	50
Tabla 3.2 - Valores de coeficiente de fricción y coeficiente de accesorios de tubería.	51
Tabla 3.3 - Valores de presión de salida de la válvula reguladora y caudal.	51
Tabla 3.4 - Valores de diversas propiedades del flujo en el sistema de descarga determinadas para cada número de Mach de corriente libre seleccionado.	53
Tabla 3.5 - Valores del cálculo de esfuerzos y espesores mínimos en las tuberías.	54
Tabla 3.6 - Factores dimensionales de pernos y empaques y cargas de diseño resultantes de los pernos.	55
Tabla 3.7 - Valores de precarga de los pernos y factores de seguridad contra la separación.	56
Tabla 3.8 - Valores de carga que representan los distintos componentes del tramo de tubería superior.	56
Tabla 5.1 - Esfuerzos de membrana y flexión resultantes en las localizaciones críticas de la sección de pruebas.	66
Tabla 5.2 - Esfuerzos de membrana y flexión resultantes en el habitáculo.	67
Tabla 5.3 - Parámetros de diseño de las boquillas superior e inferior que conectan al habitáculo con el sistema de evacuación de aire.	69
Tabla 5.4 - Esfuerzos de membrana máximos y esfuerzos cortantes en soldadura en las boquillas superior e inferior que conectan al habitáculo con el sistema de evacuación de aire.	69
Tabla 5.5 - Parámetros geométricos para el diseño de las bridas de conexión.	73
Tabla 5.6 - Valores de esfuerzos en la brida e índice de rigidez.	74

Tabla 5.7 - Valores de las cargas de diseño de los pernos, precarga y factores de seguridad de las uniones pernadas de la cámara transónica.	75
Tabla 5.8 - Esfuerzos longitudinales, cortantes y circunferenciales para el diseño del soporte.....	78

LISTA DE SÍMBOLOS

P	Presión
T	Temperatura
ρ	Densidad
R	Constante del gas ó radio, según aplique
A	Área
V	Velocidad
C_p	Calor específico a presión constante
k	Coeficiente isentrópico o energía cinética por unidad de masa
Ma	Número de Mach
a	Velocidad del sonido
\dot{m}	Flujo másico
h	Entalpía, altura ó pérdida de carga, según aplique
u	Componente normal de la velocidad
v	Componente tangencial de la velocidad
θ	Ángulo de onda de choque ó ángulo de giro de expansión, según aplique
δ	Ángulo medio del perfil (ángulo de deflexión del flujo)
μ	Ángulo de Mach local
r	Porcentaje de abertura
m_{nt}	Flujo másico de extracción por unidad de área en las porosidades
γ	Ángulo de convergencia de las paredes porosas
$\frac{d\delta^*}{dx}$	Tasa de cambio del espesor de la capa límite de desplazamiento
w	Ancho
L	Longitud de las tuberías ó la cámara, según corresponda
D, d	Diámetro
σ	Coeficiente de descarga para flujo paralelo ó esfuerzo normal, según aplique
PV	Presión de saturación
\dot{Q}	Caudal volumétrico
g	Aceleración de la gravedad
K	Coeficiente empírico de accesorios de tubería para cálculo de pérdidas
f	Coeficiente de fricción

z	Altura
E	Factor de junta o unión por soldadura
t	Espesor
S	Esfuerzo admisible del material
y	Coeficiente de tuberías
W	Carga de diseño del perno
G	Diámetro en la localización de la fuerza de reacción del empaque
Fi	Precarga del perno
n	Factor de seguridad ó índice de refracción, según corresponda
e	Factor de eficiencia de ligamento
τ	Esfuerzo cortante

Subíndices

0	Propiedad de estancamiento
p	Porosidades
sw	Paredes sólidas
max	Máximo
min	Mínimo
j	Propiedad de jet o propiedad en el habitáculo
f	Final
std	Estándar
a	Real
bar	Barométrica
TS	Sección de pruebas
INL	Entrada
OUT	Salida
sup	Superior
inf	Inferior
t	Tubería
ext	Externo
o	Condición de operación
n	Nominal
pr	Perno

<i>g</i>	Condición de asentamiento del empaque
<i>m</i>	Membrana
<i>fl</i>	Flexión
<i>b</i>	Boquilla
<i>v</i>	Vidrio
<i>d</i>	Brida
<i>c</i>	Cabecera
<i>h</i>	Habitáculo
<i>s</i>	Soporte del habitáculo

Abreviaciones

PES	<i>Plenum Evacuation System</i> (Sistema de evacuación de aire del habitáculo)
ACFM	<i>Actual cubic feet per minute</i> (Pie cúbico por minuto real)
SCFM	<i>Standard cubic feet per minute</i> (Pie cúbico por minuto estándar)
PTFE	Politetrafluoroetileno

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Formulación del problema

1.1.1 Descripción del problema

En ingeniería, todo vehículo, máquina o componente cuyo diseño se fundamenta en principios aerodinámicos o los involucra debe ser sometido a una prueba experimental, que permita determinar su comportamiento en condiciones que simulan las reales. Dado que los modelos analíticos no son suficientes para determinar en su totalidad el desempeño de estos objetos en un flujo, los razonamientos propios de estos se usan para establecer leyes de similitud entre las condiciones del flujo real y las del utilizado en las pruebas. De esta manera, el análisis experimental consiste en la realización de modelos, estructuras o prototipos aerodinámicos de los objetos de estudio, que son sumergidos en un flujo que cumple las condiciones de similitud requeridas por el mismo. Este tipo de análisis se realiza a través de túneles de viento, en donde mediante aire en movimiento sobre un objeto fijo, se emulan los efectos reales de un fluido sobre un objeto en movimiento.

Dichos túneles son ampliamente utilizados, en su gran variedad estructural, no solo en centros de investigación, agencias gubernamentales o compañías comerciales sino también en instituciones educativas y universidades. Su operación en estas últimas tiene principalmente una finalidad investigativa y educativa, de forma que el estudiante puede recurrir al método práctico para afianzar y profundizar los conocimientos pertinentes y relacionados con el área de la dinámica de fluidos. De igual forma, la operación de dichos equipos en universidades y centros de investigación supone un apoyo académico importante al desarrollo de proyectos de investigación y nuevas tecnologías.

En la actualidad, a nivel nacional, un equipo conformado por diversas empresas del sector productivo, instituciones educativas y universidades (entre ellas la Universidad del Valle), el Gobierno Nacional y la Fuerza Aérea Colombiana (FAC), en cabeza de la Escuela Militar de Aviación Marco Fidel Suarez (EMAVI) a través de su Centro de Investigación en Tecnologías Aeroespaciales (Citae), busca impulsar la industria aeroespacial colombiana mediante el desarrollo de proyectos y tecnologías que representen, a su vez, autonomía espacial y progreso económico para el país.

Así mismo, la consolidación en Colombia de programas académicos de pregrado y posgrado en este campo, como lo son la maestría en Ingeniería Aeroespacial de la Universidad del Valle y el reciente programa de Ingeniería Aeroespacial que ofrecerá la Universidad de Antioquia en el año 2017, amplían la necesidad de laboratorios de aerodinámica, que cuenten con equipos especiales, como es el caso de los túneles de viento; para responder a la creciente demanda nacional de estudios e investigaciones en el sector aeroespacial y para la apropiación práctica de conocimientos del área. Actualmente en Colombia, existen cuatro túneles de viento construidos, todos ellos para operación en

régimen subsónico, pero algunas de las tecnologías y proyectos planteados en el programa de desarrollo espacial requieren de equipos que alcancen regímenes de flujo más altos.

En correspondencia con lo anterior, se planteó el diseño de un túnel de viento trisónico para la Universidad del Valle que permita el estudio de perfiles aerodinámicos en los regímenes de flujo subsónico, transónico y supersónico. El diseño de este túnel comprende como etapa inicial el desarrollo de tres proyectos vinculados entre sí, que consisten en: el diseño aerodinámico y estructural de un túnel de viento subsónico con capacidad modular para funcionamiento en régimen transónico y supersónico, el diseño de una cámara de pruebas transónica y el diseño de una tobera convergente-divergente. Cada proyecto da solución a cada una de las tres etapas definidas por los regímenes del flujo y mantienen condiciones de adaptabilidad estructural y aerodinámica entre sí.

El proyecto desarrollado en este documento consistió en el diseño de la cámara de pruebas transónica para el túnel de viento trisónico, que brinda solución a la carencia de equipos para el estudio del fenómeno de transición de un fluido de régimen subsónico a supersónico; el cual es importante para el desarrollo de proyectos en donde se supera la barrera del sonido y para el estudio de las perturbaciones propias del régimen y sus aplicaciones en la industria.

1.1.2 Justificación

La alianza de diversas entidades colombianas para el desarrollo del sector aeroespacial, bautizada Cluster Aeroespacial del Valle del Cauca, incluye dentro de sus proyectos el desarrollo de la lanzadera de satélites de órbita baja, que cumple el propósito de aprovechar la posición geográfica del país para potencializar la autonomía espacial, prestar el servicio de lanzadera a otros países suramericanos y generar ganancias económicas. Este proyecto supone, además del diseño de una antena de monitoreo, la creación de una lanzadera aeroespacial que transporte los satélites hasta el espacio. Para este último desarrollo se hace necesario la disponibilidad y uso de un túnel de viento con capacidad para funcionamiento en régimen transónico y supersónico que permita evaluar experimentalmente el diseño aerodinámico de las lanzaderas; dado que estas alcanzan velocidades superiores a las del sonido.

Con miras hacia el futuro, un equipo para estudio de régimen transónico no solo sería de utilidad para dar soporte al desarrollo de las tecnologías aeroespaciales del país sino también a las áreas académicas e investigativas de los programas de Ingeniería y grupos de investigación afines y a otros tipos de desarrollos industriales donde se aplican ondas de choque, como el proceso de revestimiento a alta velocidad de combustible de oxígeno (HVOF), la extracción de aceites y la compactación de polvos metálicos, cerámicos y polímeros, que ya se realizan en otros países.

1.2 Marco teórico

1.2.1 Ecuaciones de gobierno para flujos de fluidos newtonianos

“Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente bajo la acción de fuerzas cortantes”[1]. Si no existe movimiento relativo dentro del fluido, es decir, que las partículas de este no se deforman, entonces significa que no existen esfuerzos cortantes que actúen sobre las partículas del fluido. Por lo anterior se deduce también que las partículas del fluido se encuentran en reposo o que se mueven a la misma velocidad. Esta condición se conoce como: *condición de esfuerzo hidrostática*.

Los fluidos pueden ser líquidos o gases. Los líquidos se caracterizan por su constitución, en la cual sus moléculas se encuentran cohesionadas por fuerzas fuertes y como resultado ocupan un volumen fijo altamente deformable, sin forma “natural”. Contrariamente las fuerzas de interacción de las moléculas de los gases son más débiles, por lo cual tienden a expandirse hasta ocupar todo el volumen en el cual se encuentran contenidos [1].

Para desarrollar las ecuaciones que describen el movimiento de un sistema de partículas fluidas es útil considerar al flujo como un material continuo. Es decir, definir el movimiento del sistema mediante el comportamiento promedio de las moléculas dentro de un elemento de volumen dado. Dicho elemento de volumen debe ser lo suficientemente grande comparado con el volumen que ocupa una molécula, es decir, que debe contener un gran número de moléculas en cada instante de tiempo. Lo anterior con la finalidad de que el número de moléculas dentro del volumen permanezca básicamente constante aunque exista un flujo continuo de moléculas a través de las fronteras. Así las propiedades del fluido pueden ser determinadas por medio de una representación macroscópica, a partir de un promedio estadístico de las partículas en el volumen.

Se puede asumir que un fluido es continuo cuando el elemento de volumen definido contiene un número tal de moléculas que los promedios estadísticos son significativos. Para lo anterior se ha establecido un parámetro denominado número de Knudsen que se emplea para identificar si el fluido puede o no asumirse como continuo. El número de Knudsen se define como la relación entre el “free path” medio (l_0) y una longitud característica del campo de flujo (l). Aunque no existe un límite teórico exacto, un número de Knudsen del orden de 0.1 o superior aproximadamente, indica que el modelo del flujo empieza a dejar de ser continuo [1].

A partir de las consideraciones anteriores se pueden establecer las ecuaciones de movimiento para un fluido newtoniano, es decir, para aquellos fluidos donde el esfuerzo cortante es directamente proporcional a la rapidez de deformación [2]. En el movimiento tridimensional, el campo de flujo es dado por el vector velocidad en coordenadas cartesianas como:

$$\mathbf{v} = \hat{e}_x u + \hat{e}_y v + \hat{e}_z w \quad (1.1)$$

Y por la presión P y la temperatura T . Para la determinación de estas cinco cantidades existen cinco ecuaciones disponibles: la ecuación de continuidad (conservación de la masa), tres ecuaciones de momentum (conservación del momentum) y la ecuación de la energía (conservación de la energía). Estas leyes de equilibrio de validez general se reflejan a través de las ecuaciones de transporte. Se consideran en las ecuaciones, la ecuación de gobierno de conservación de momento lineal, y las ecuaciones constitutivas de conducción de calor de Fourier, la relación lineal entre el tensor de esfuerzos y la rapidez de deformación y la ecuación constitutiva de estado termodinámico, que gobierna las propiedades del fluido como la temperatura y la presión. Esta última ecuación, a su vez rige los parámetros de transporte, como la densidad, el calor específico, la conductividad térmica y la viscosidad. Todo lo anterior, asumiendo que el fluido (aire) puede trabajarse como un fluido newtoniano a condiciones normales de temperatura y presión [3].

- Ecuación de continuidad:

La ecuación de continuidad representa el principio de conservación de la masa. Esta expresa el hecho de que, por unidad de volumen, la suma de toda la masa que entra a un elemento de volumen definido y la que sale de este por unidad de tiempo debe ser igual al cambio de masa debido al cambio de densidad por unidad de tiempo [3].

Para flujos transitorios de un fluido newtoniano la ecuación de continuidad se expresa de forma integral como:

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) dV = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho \mathbf{v} \cdot \hat{\mathbf{n}} ds = 0 \quad (1.2)$$

Donde el primer término representa el cambio en el tiempo de la densidad en el volumen de control y el segundo, el flujo neto que cruza la superficie de control.

- Ecuación de la cantidad de movimiento lineal:

La ecuación de momentum o cantidad de movimiento lineal es la ley básica de la mecánica que establece que la aceleración en el tiempo de la masa es igual a la suma de las fuerzas. Donde las fuerzas \mathbf{f} y \mathbf{P} son fuerzas por unidad de volumen, que corresponden a las fuerzas de cuerpo (relacionadas con la gravedad) y a las fuerzas de superficie (como la presión y las fuerzas de fricción) respectivamente. De forma que:

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = \mathbf{f} + \mathbf{P} \quad (1.3)$$

Donde \mathbf{f} y \mathbf{P} son las fuerzas por unidad de volumen [3].

La ecuación de la cantidad de movimiento lineal resulta por lo tanto de combinar la segunda ley de Newton y el teorema de transporte de Reynolds. Este último se expresa como:

$$\frac{DB_s}{Dt} = \frac{d}{dt} \int_{V_c} \beta \rho dV + \int_{S_c} \beta \rho \mathbf{v} d\mathbf{A} \quad (1.4)$$

Donde $\beta = B/m$. El primer término representa la variación en el tiempo de una propiedad B cualquiera del sistema, el segundo representa la variación de la propiedad B en el volumen de control y el tercero, el flujo neto de la propiedad B que cruza la superficie de control.

Así, aplicando el teorema de transporte de Reynolds a la segunda ley de Newton se obtiene que:

$$\sum \mathbf{F}_{V_c} = \int_s \sigma \hat{\mathbf{n}} ds + \int_V \rho \mathbf{b} dV = \frac{D(m\mathbf{v})_s}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_c} \mathbf{v} \rho dV + \int_{S_c} \mathbf{v} \rho \mathbf{v} d\mathbf{A} \quad (1.5)$$

Por otra parte si las relaciones lineales constitutivas entre los esfuerzos y la rapidez de deformación se introducen en la ecuación de la cantidad de movimiento lineal y se considera la hipótesis de Stokes, que corresponde a:

$$\lambda = -\frac{2}{3} * \mu \quad (1.6)$$

Se obtiene un conjunto de ecuaciones diferenciales no lineales que describen el movimiento del fluido, conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes.

Empleando la notación simbólica estas se expresan como:

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = \mathbf{f} - \mathbf{grad} p + \mathbf{Div} \boldsymbol{\tau} \quad (1.7)$$

- Ecuación de la energía:

De acuerdo a la primera ley de la termodinámica la ganancia en la energía total de un sistema por unidad de tiempo es igual al calor suministrado al elemento de masa más el trabajo hecho en el elemento [3]. De forma que:

$$\frac{DE_{total}}{Dt} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (1.8)$$

Donde

$$\frac{DE_{sistema}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \int_V \rho e dV \quad (1.9)$$

Y a su vez, la energía total distribuida por unidad de volumen, se compone de la energía térmica específica (u) y la energía cinética, según la ecuación (1.10).

$$e = u + \frac{1}{2} * v_i v_i \quad (1.10)$$

$$\dot{Q} = \int_S -\mathbf{q} \cdot \hat{\mathbf{n}} ds + \int_V \rho \dot{R} dV = \int_V -\nabla \cdot \mathbf{q} + \rho \dot{R} dV \quad (1.11)$$

$$\dot{W} = \int_V \nabla \cdot (\mathbf{v} \cdot \boldsymbol{\sigma}) + \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{b} dV \quad (1.12)$$

Obteniéndose finalmente la expresión:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\nabla \cdot \mathbf{q} + \rho \dot{R} + \boldsymbol{\sigma} \cdot \nabla \mathbf{v} \quad (1.13)$$

Donde el primer término corresponde al cambio total en la energía interna por unidad de tiempo, el segundo representa el flujo de calor que entra o sale del sistema, el tercero la tasa de generación de calor al interior del sistema y el último, la potencia generada por los esfuerzos.

1.2.2 Características del flujo en régimen transónico

Un campo de flujo transónico consiste en un campo de flujo subsónico con un rango supersónico integrado y al menos una onda de choque [4]. De manera que un objeto que se desplaza con velocidad transónica se encuentra rodeado por un flujo de fluido que es subsónico en ciertas regiones y supersónico en otros puntos o regiones locales. Considerando que el objeto se mueve en el aire, una perturbación en el fluido enviará pulsos de presión u ondas a la velocidad del sonido, de manera que la perturbación se propagará en forma de una concha hemisférica en expansión [5].

Durante el régimen subsónico el aire en frente del objeto recibe los pulsos y se separa antes de que el objeto alcance dicho punto. A medida que el objeto se acerca a la velocidad del sonido los pulsos se funden más cerca en frente de él haciendo que el tiempo entre la llegada del mismo y el mensaje se reduzca. Finalmente cuando alcanza la velocidad del sonido los pulsos viajan a la misma velocidad del objeto ocasionando que el mensaje no llegue y el objeto deba pasar a través de un sistema de choque donde se produce un cambio en las fuerzas aerodinámicas. Este fenómeno, en el que no se presenta la llegada del mensaje y por lo tanto el aire no se separa ante la llegada del objeto, provoca la denominada onda de choque, que se define como la línea instantánea de cambio en la presión, temperatura y densidad del fluido [5].

El régimen transónico se presenta entonces cuando el flujo de un fluido alcanza la velocidad del sonido, entendida como *“la velocidad a la que una onda con una presión infinitamente pequeña viaja a través de un medio”* [6], y que a su vez depende de la altitud y de la temperatura del mismo. Dado que no existe una barrera que permita determinar un punto exacto en el que el fluido alcanza la velocidad del sonido (puesto que como se describió anteriormente el régimen supersónico se integra con el subsónico en el fenómeno) se considera un rango en el cual esto ocurre. Dicho rango se expresa con frecuencia en términos del número de Mach, que es la razón entre la velocidad del flujo o del objeto y la velocidad del sonido en el mismo medio. El régimen transónico se presenta típicamente entre números de Mach de 0.8 a 1.2 [5].

El tipo de onda que se genera en el fluido depende del número de Mach de corriente libre, la geometría del perfil aerodinámico de prueba y la posición del mismo con respecto al flujo. De esta forma, un tipo de onda corresponde a las ondas de choque anteriormente mencionadas y otro a las ondas de expansión de Prandtl-Meyer. Ambos tipos de onda determinan una configuración observable y diferenciable en la sección de pruebas de la cámara transónica, que permite el análisis aerodinámico en la misma. Dicha configuración, que se muestra ilustrativamente en la Figura 1.1, se basa principalmente en la definición de dos regiones.

La región (1) corresponde al flujo de fluido que va desde la entrada de la sección de pruebas hasta antes de la formación de la onda, por lo cual se conoce como, región “aguas arriba de la onda”. La región (2) queda definida como la región “aguas abajo de la onda”, y corresponde al flujo de fluido inmediatamente posterior a la formación de la onda. Dado que la configuración esquemática previamente establecida es la misma para los dos tipos de onda, cabe anotar que la principal diferencia entre ambas consiste en la forma en que cambian las propiedades de la región (1) a la región (2). Es decir, en los modelos matemáticos que describen el cambio en las propiedades termodinámicas después de una onda de choque y después de una onda de expansión de Prandtl-Meyer.

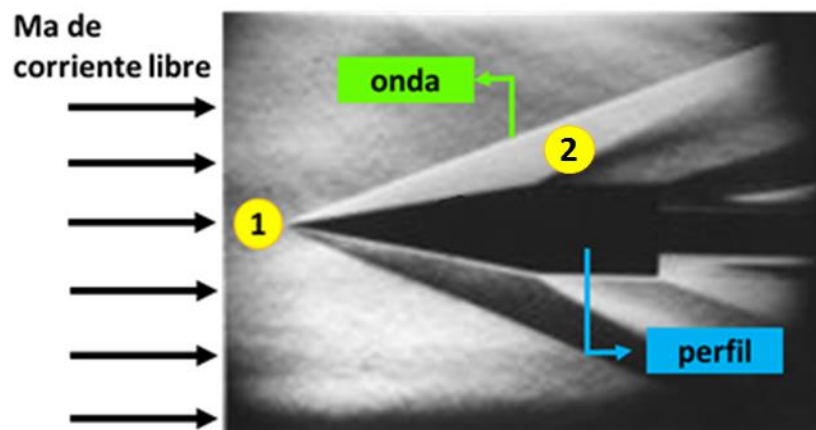


Figura 1.1 - Configuración esquemática del flujo dentro de la sección de pruebas en régimen transónico [7].

Adicionalmente a la formación de ondas que se produce en el fluido dentro de la sección de pruebas, se manifiesta también una condición particular de las ondas de choque que se origina debido a las paredes de la sección de pruebas. Dado que las pruebas de perfiles aerodinámicos se realizan dentro de una cámara, la condición de estudio en flujo libre que se pretende representar se ve afectada por la presencia de paredes sólidas. Dichas paredes ocasionan que las ondas de choque que inciden sobre ellas se reflejen dentro de la sección generando otras ondas de choque que no representan las condiciones de un flujo libre y que por lo tanto no son aceptables en las pruebas (Ver Figura 1.2). La fuerte incidencia en las paredes de las ondas de choque se debe al régimen del fluido. En el flujo transónico, que es altamente sensible a estas perturbaciones, el ángulo de las ondas de choque que se generan tiende a ser mucho mayor que en el flujo supersónico, por lo cual es seguro que dichas ondas incidan en un punto de las paredes y sean reflejadas.

Las anteriores particularidades de este régimen hicieron necesaria la búsqueda de geometrías adecuadas de las secciones de prueba para el análisis experimental de los flujos transónicos. Diversos estudios llegaron a la conclusión de que los efectos de reflexión en las paredes sólidas podían cancelarse con los efectos que ocasionan las fronteras abiertas. Por tal motivo las secciones de pruebas transónicas tienen típicamente un porcentaje de abertura en sus paredes, ya sea en forma de ranuras o porosidades circulares. Este porcentaje de abertura disminuye significativamente el fenómeno de reflexión de las ondas de choque al asegurar la salida de una porción del flujo másico desviado durante el choque.

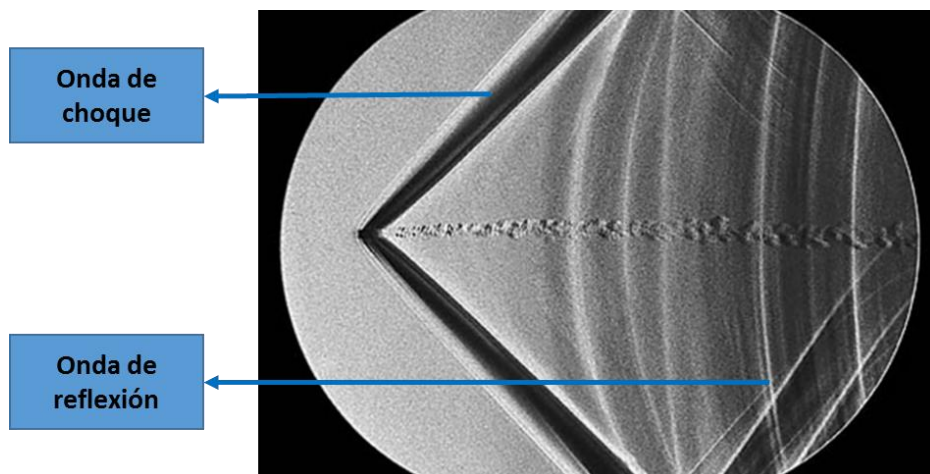


Figura 1.2 - Ondas de reflexión en régimen de flujo transónico [8].

1.2.3 Generalidades de una cámara de pruebas transónica

La cámara de pruebas de un túnel de viento puede definirse como el recipiente geométrico en el que se sitúa el modelo experimental de prueba. Tanto las cámaras de pruebas transónicas como las subsónicas (que se emplean también para el régimen supersónico), son diseñadas bajo los mismos principios; sin embargo, las transónicas presentan

diferencias aerodinámicas y estructurales debido a las particularidades del régimen de operación.

Dichas particularidades abarcan las anteriormente mencionadas ondas de choque y otros factores de interferencia como el denominado *bloqueo (blockage)*. Esta última es una interferencia causada por el efecto de la frontera (pared sólida) en la distancia entre las líneas de corriente. Un flujo sobre un cuerpo en vuelo libre se compone de un flujo paralelo de extensión infinita en el que el cuerpo sumergido ocasiona que las líneas de corriente se desvíen, como se ilustra en la Figura 1.3. En esta configuración el flujo másico dentro del “tubo de corriente” se mantiene constante y las fuerzas centrífugas causadas por la curvatura de las líneas de corriente permanecen en equilibrio con las fuerzas de presión. Cuando por el contrario el flujo paralelo infinito sobre un cuerpo se sustituye por una corriente finita rodeada de fronteras, como es el caso de una cámara de pruebas, el patrón de las líneas de corriente deja de ser el mismo. Con esta restricción las líneas de corriente se acercan una a la otra más de lo que lo hacen en el flujo libre. En el régimen subsónico este efecto generalmente puede compensarse mediante la aplicación de un factor de corrección; sin embargo, en el flujo transónico las condiciones de velocidad y presión hacen que dicho factor de corrección no sea suficiente y se produzca el estrangulamiento del flujo (*choked*) o una pérdida en el rango de velocidades deseado [9].

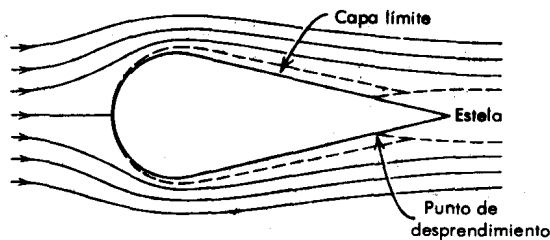


Figura 1.3 - Líneas de corriente en un flujo subsónico [11].

Para ambos casos (ondas de choque e interferencia de bloqueo), la existencia de paredes totalmente sólidas en una cámara de pruebas transónica supone efectos inaceptables en los ensayos. Es por esta razón que dichas cámaras se diseñan generalmente con paredes parcialmente perforadas, ya sea con ranuras rectangulares o porosidades circulares, que disminuyen el efecto de las fronteras sólidas mediante la evacuación de cierta cantidad de flujo másico. Dado lo anterior, el recipiente en el que se sitúan los perfiles aerodinámicos, de ahora en adelante nombrado como *sección de pruebas transónica*, debe ir contenido dentro de un *habitáculo*. Un habitáculo se define como el recipiente geométrico en el que se sitúa una sección de pruebas transónica y al que se ensambla un sistema de remoción de aire, que permite la evacuación del flujo másico proveniente de las perforaciones hacia otro componente del túnel, donde las propiedades de este aire son cambiadas para ser retornado a la atmósfera. El habitáculo permite, además, generar las diferencias de presión específicas requeridas para que el flujo másico que abandona la sección sea el adecuado para cumplir el propósito de disminuir las interferencias. Así pues, una cámara de pruebas

transónica se compone de una sección de pruebas con fronteras parcialmente abiertas y de un habitáculo, tal como se muestra en la Figura 1.4.

Adicionalmente, los efectos de interferencia producidos por el fenómeno de bloqueo son también disminuidos al minimizar la relación entre el área frontal del modelo de ensayo y el área transversal de la sección de pruebas; lo que se conoce como *relación de bloqueo* (*blockage ratio*). Esta relación se recomienda típicamente igual o menor a 1% [10].

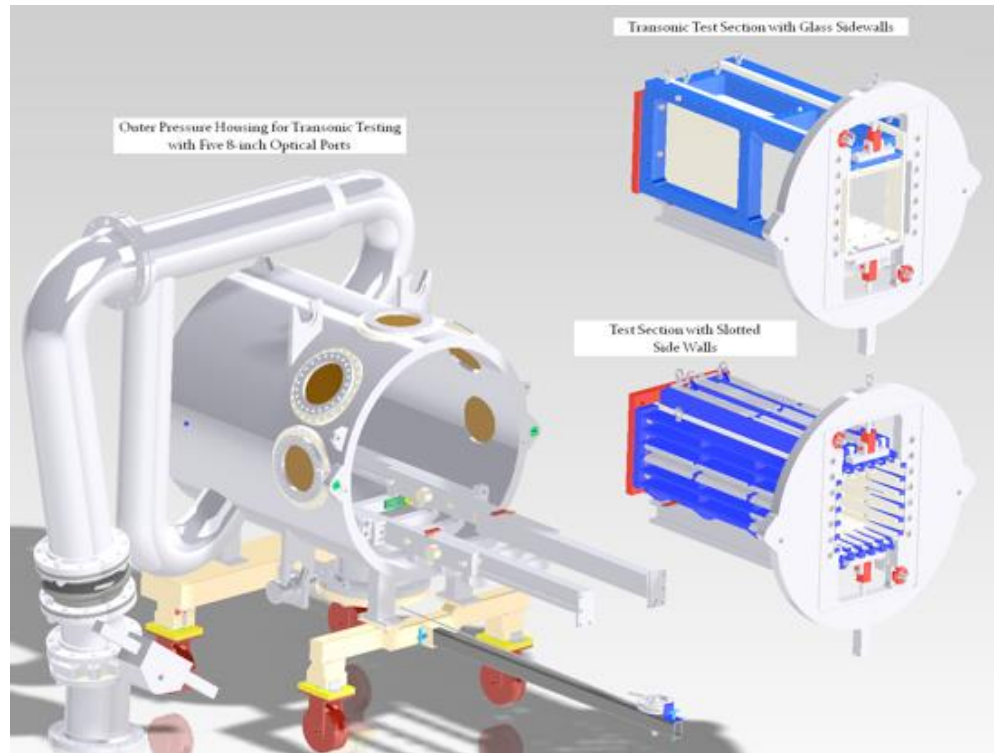


Figura 1.4 – Configuración típica de una cámara de pruebas transónica [12].

1.2.4 Relaciones de propiedades de flujo isentrópico

Las ecuaciones que gobiernan de manera completa un fluido corresponden a la ecuación de continuidad, las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de energía. Sin embargo, la complejidad de las mismas no permite que se puedan obtener resultados analíticos involucrando todas las características de un flujo real. Por lo tanto en la mayoría de los casos de estudio y diseño se asumen características que simplifican el problema y permiten lograr aproximaciones adecuadas.

Según manuales y trabajos previos [13], para el caso de estudio y diseño de la sección de pruebas transónica de un túnel de viento se asumen las siguientes condiciones y características para el flujo de aire:

- Estacionario.
- Compresible.
- Unidimensional.
- No viscoso.
- Adiabático.
- Isentrópico.
- Gas ideal calóricamente perfecto.

El modelo matemático que se presenta a continuación y que se basa en los anteriores supuestos se aplica para el flujo en la región aguas arriba de la formación de ondas.

Considerando la ecuación de estado, en cualquier punto del fluido la presión P estará expresada por la relación:

$$P = \rho RT \quad (1.14)$$

Donde ρ corresponde a la densidad, R a la constante del gas y T a la temperatura.

Dado que se asumió flujo estacionario, la ecuación de continuidad queda expresada entre dos puntos cualesquiera del flujo de fluido como:

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (1.15)$$

Siendo A el área transversal de la sección y V la velocidad del flujo de fluido.

Considerando que el flujo es no viscoso en la sección, la ecuación de momentum entre dos puntos cualesquiera queda expresada como:

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \quad (1.16)$$

Siguiendo el supuesto de que el flujo es adiabático se obtiene la siguiente ecuación de energía entre dos puntos cualesquiera del flujo de fluido:

$$C_p T_1 + \frac{V_1^2}{2} = C_p T_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (1.17)$$

Donde C_p es el calor específico a presión constante y se define como:

$$C_p = \frac{kR}{k-1} \quad (1.18)$$

Siendo k , el coeficiente isentrópico, la razón entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante.

Considerando al flujo como isentrópico se establece la relación termodinámica isentrópica expresada entre dos puntos como:

$$\frac{T_1}{P_1^{(k-1)/k}} = \frac{T_2}{P_2^{(k-1)/k}} \quad (1.19)$$

Teniendo en cuenta el fenómeno de estudio se involucran también las siguientes relaciones:

$$Ma = \frac{V}{a} \quad (1.20)$$

Donde Ma se define como el número de Mach, que representa la razón entre la velocidad del flujo del fluido y la velocidad del sonido en el mismo fluido, donde esta última queda definida por la expresión (1.21) al considerar al fluido como un gas ideal [6].

$$a = \sqrt{kRT} \quad (1.21)$$

Este modelo matemático descrito, involucra para el análisis particular de la sección de pruebas transónica de un túnel de viento, las condiciones de estancamiento del fluido, necesarias para obtener las propiedades del fluido en un punto cualquiera del flujo. Las propiedades de estancamiento son las propiedades que obtiene un fluido cuando se lleva a una condición de velocidad y elevación cero, en un proceso isentrópico.

Teniendo en cuenta las ecuaciones de gobierno anteriormente expresadas y la condición de velocidad cero en el punto de estancamiento (punto donde el fluido alcanza el reposo) es posible obtener la relación entre las propiedades de un punto cualquiera del fluido y las del punto de estancamiento.

Combinando la ecuación de energía con las relaciones (1.18), (1.20) y (1.21) se obtiene:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \quad (1.22)$$

Donde el subíndice 0 denota las propiedades en el punto de estancamiento y la propiedad sin subíndice denota la propiedad en un punto cualquiera del fluido.

De forma similar se obtienen las ecuaciones (1.23) y (1.24). La ecuación (1.23) resulta de combinar la ecuación (1.22) con la relación termodinámica isentrópica y la ecuación (1.24) de combinar estas dos últimas con la ecuación de estado.

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (1.23)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right]^{1/k-1} \quad (1.24)$$

La presión de estancamiento P_0 , también denominada presión total, responde a la relación:

$$P_0 = P_s + P_d \quad (1.25)$$

Donde P_s o simplemente P se define como la presión estática o termodinámica y P_d como la presión dinámica, la cual se conoce como q y corresponde a:

$$P_d = q = \rho V^2 / 2 \quad (1.26)$$

Por lo cual, involucrando las ecuaciones (1.18), (1.20) y (1.21), la presión dinámica queda definida como:

$$q = \frac{k}{2} P Ma^2 \quad (1.27)$$

Y la relación entre esta y la presión de estancamiento como:

$$\frac{P_0}{q} = \frac{k}{2} Ma^2 \left[1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right]^{k/k-1} \quad (1.28)$$

Adicionalmente, es posible calcular el flujo másico a partir de la forma básica:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (1.29)$$

1.2.5 Ondas de choque

Según Cummings y Bertin *“la formación de una onda de choque ocurre cuando un flujo supersónico desacelera en respuesta a un fuerte aumento en la presión o cuando un flujo supersónico se encuentra con un cambio repentino en la dirección”* [1]. Esta última situación se presenta en la sección de pruebas de un túnel de viento debido al cambio repentino en la dirección ocasionado por la geometría del modelo.

Existen dos tipos de onda de choque; las ondas de choque normales y las ondas de choque oblicuas, inherentemente unidimensionales y bidimensionales en naturaleza, respectivamente. Es decir, que las propiedades del campo de flujo en las ondas normales son función solo de x , y en las ondas oblicuas, función de x e y . A pesar de esto, existen en la práctica numerosos casos de flujo supersónico tridimensional con sus correspondientes ondas de choque extendiéndose a lo largo de un espacio igualmente tridimensional. Para estos casos, sin embargo, la teoría unidimensional y bidimensional de las ondas de choque

normales y oblicuas, respectivamente, es apropiada para calcular las propiedades inmediatamente después de la superficie de la onda en un punto local [14].

Una onda de choque normal es producida por un flujo supersónico ($Ma > 1$) que se enfrenta a un perfil aerodinámico de “punta roma” (*blunt nose*), como el ilustrado en la Figura 1.5. La porción normal de la onda se presenta justo enfrente del modelo con el choque separado de la nariz, mientras que por encima de la línea central el choque se torna oblicuo, formando lo que en conjunto también se denomina como *onda de arco*. Por su parte, una onda de choque oblicua se genera cuando un flujo supersónico se enfrenta a un perfil de punta aguda y el choque se presenta atado a la nariz. Dado que las propiedades del campo de flujo de una onda oblicua son bidimensionales, el estudio de las mismas se realiza a partir de perfiles con forma de cuña bidimensional como el mostrado en la Figura 1.6.

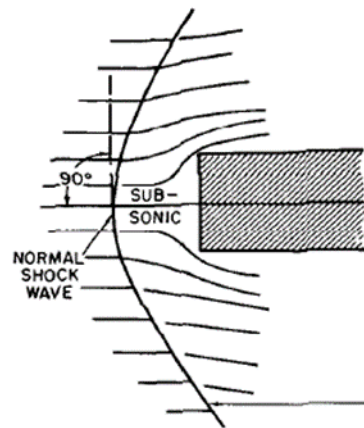


Figura 1.5 - Onda de choque normal [14].

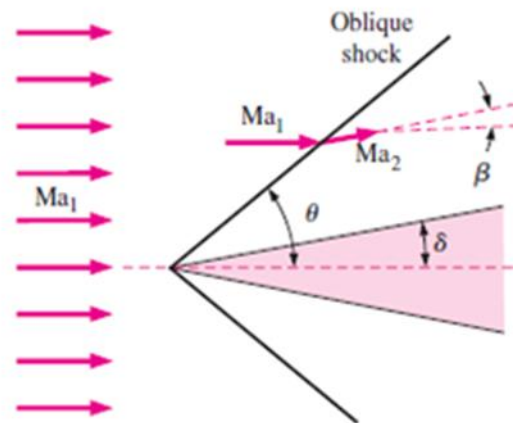


Figura 1.6 - Onda de choque oblicua recta [6].

El fenómeno de las ondas de choque normales (ondas perpendiculares al flujo del fluido) se analiza como un proceso adiabático e irreversible (no isentrópico) donde el flujo se asume estacionario y unidimensional [6]. El volumen de control estacionario que contiene al choque se presenta en la Figura 1.7. Considerando los supuestos anteriores y las áreas del flujo a la entrada y a la salida del volumen de control aproximadamente iguales (puesto que las ondas son extremadamente angostas), las ecuaciones de conservación de la masa, energía y momento quedan expresadas respectivamente como:

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \quad (1.30)$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (1.31)$$

$$\frac{dP}{\rho} + VdV = 0$$

$$A(P_1 - P_2) = \dot{m}(V_2 - V_1) \quad (1.32)$$

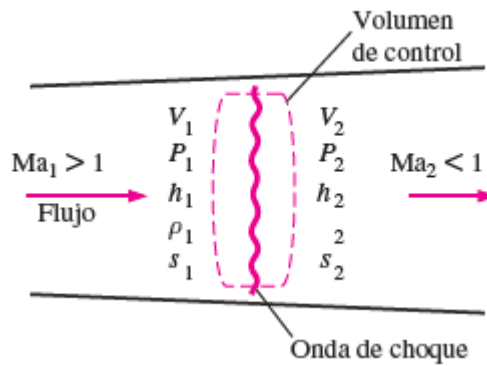


Figura 1.7 - Volumen de control para el flujo a través de una onda de choque normal [6].

Al combinar la ecuación (1.30) con la ecuación (1.31) y graficarla en un diagrama $h-s$ se obtiene la línea de Fanno (lugar geométrico que forman los estados con igual entalpía y flujo másico por unidad de área). Análogamente, al combinar las ecuaciones (1.30) y (1.32), y graficarlas en un diagrama $h-s$ se obtiene la línea de Rayleigh (lugar geométrico que forman los estados con igual cantidad de momento lineal y flujo másico por unidad de área). El diagrama que contiene ambas líneas y que se muestra en la Figura 1.8 permite observar el estado antes (punto 1) y después del choque (punto 2). De lo anterior es posible establecer que la entalpía total se mantiene constante, de manera que la temperatura de estancamiento antes y después de la onda no varía. Debido a las irreversibilidades la entropía aumenta de un estado al otro y por consiguiente la presión y la temperatura estática. La variación en la temperatura ocasiona a su vez un cambio en la velocidad del sonido que se ve reflejado en la disminución del número de Mach aguas debajo de la onda de choque [6].

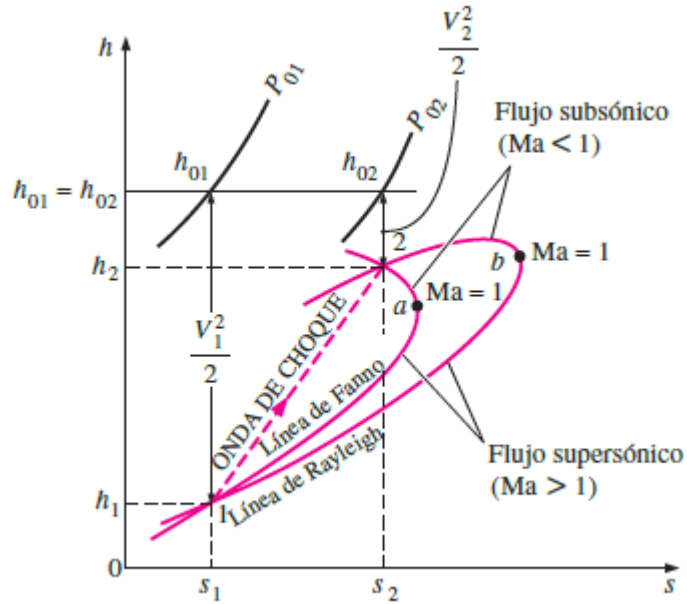


Figura 1.8 - Diagrama h - s para flujo a través de una onda de choque normal [6].

De lo anterior se desarrollan las ecuaciones entre las diferentes propiedades antes y después de una onda de choque normal:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \frac{(k-1)}{2} * Ma_1^2}{1 + \frac{(k-1)}{2} * Ma_2^2} \quad (1.33)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{Ma_1}{Ma_2} \sqrt{\frac{1 + \frac{(k-1)}{2} * Ma_1^2}{1 + \frac{(k-1)}{2} * Ma_2^2}} \quad (1.34)$$

$$Ma_2^2 = \frac{Ma_1^2(k-1) + 2}{2kMa_1^2 - (k-1)} \quad (1.35)$$

Por su parte el fenómeno de las ondas de choque oblicuas, derivado de las ondas normales, se describe con un modelo matemático análogo. El modelo que aquí se presenta corresponde al detallado en el libro “*Aerodynamics for Engineers*” [1] y asume un flujo estacionario no isentrópico, sin interacciones de calor ni trabajo, ni cambios en la energía

potencial. El volumen de control de estudio se presenta en la Figura 1.9 y el desarrollo matemático parte de las ecuaciones de gobierno de continuidad, momentum y energía.

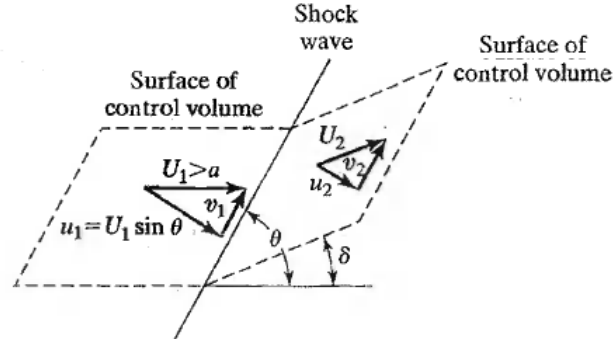


Figura 1.9 - Volumen de control de un flujo a través de una onda de choque oblicua [1].

La ecuación de continuidad se emplea considerando que A_1 es igual a A_2 y que la velocidad del flujo corresponde a la componente normal:

$$\rho_1 u_1 = \rho_2 u_2 \quad (1.36)$$

La ecuación de energía queda expresada como:

$$C_p T_1 + \frac{u_1^2 + v_1^2}{2} = C_p T_2 + \frac{u_2^2 + v_2^2}{2} \quad (1.37)$$

Y la ecuación de momentum queda definida en la componente normal (ecuación (1.38)), donde las únicas fuerzas que actúan son las de presión, y en la componente tangencial (ecuación (1.39)). De esta última se deduce que las componentes tangenciales de la velocidad son iguales a través de la onda y que por lo tanto las ecuaciones expresadas involucran únicamente la componente normal de la velocidad (ecuación (1.40)).

$$P_1 + \rho_1 u_1^2 = P_2 + \rho_2 u_2^2 \quad (1.38)$$

$$\rho_1 u_1 v_1 = \rho_2 u_2 v_2 \quad (1.39)$$

$$u_1 = V_1 \sin \theta \quad (1.40)$$

Los cambios en las propiedades a través de una onda de choque oblicua son iguales a los que se producen a través de una onda de choque normal cuando se escriben en términos de la componente normal del número de Mach. Es decir que, las ecuaciones de onda de

choque normal aplican para choques oblicuos pero en términos de los números de Mach normales a este; los cuales se definen como:

$$Ma_{1,n} = Ma_1 \sin(\theta) \quad (1.41)$$

$$Ma_{2,n} = Ma_2 \sin(\theta - \delta) \quad (1.42)$$

De esta forma las ecuaciones que describen el cambio de propiedades a través de una onda de choque oblicua quedan dadas por:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kMa_1^2 \sin^2 \theta - (k-1)}{k+1} \quad (1.43)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{Ma_1^2 \sin^2 \theta (k+1)}{(k-1)Ma_1^2 \sin^2 \theta + 2} \quad (1.44)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{[2kMa_1^2 \sin^2 \theta - (k-1)][(k-1)Ma_1^2 \sin^2 \theta + 2]}{(k+1)^2 Ma_1^2 \sin^2 \theta} \quad (1.45)$$

$$Ma_2^2 = \frac{(k-1)Ma_1^2 \sin^2 \theta + 2}{[2kMa_1^2 \sin^2 \theta - (k-1)] \sin^2(\theta - \delta)} \quad (1.46)$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\frac{Ma_1^2 \sin^2 \theta (k+1)}{(k-1)Ma_1^2 \sin^2 \theta + 2} \right]^{k/k-1} \left[\frac{k+1}{[2kMa_1^2 \sin^2 \theta - (k-1)]} \right]^{1/k-1} \quad (1.47)$$

Donde, θ es el ángulo de la onda de choque y δ el ángulo medio del perfil de pruebas, que debido a los altos número de Reynolds presentes en el régimen puede asumirse igual al ángulo de deflexión del flujo, puesto que el crecimiento de la capa limite a lo largo del perfil es mínimo y sus efectos pueden ignorarse. La relación entre el ángulo de la onda de choque (θ) y el ángulo de deflexión (δ) queda dada por la ecuación (1.48) para flujos asimétricos, la cual se presenta en forma gráfica en la Figura 1.10.

$$\cot \delta = \tan \theta \left[\frac{(k+1)Ma_1^2}{2(Ma_1^2 \sin^2 \theta - 1)} - 1 \right] \quad (1.48)$$

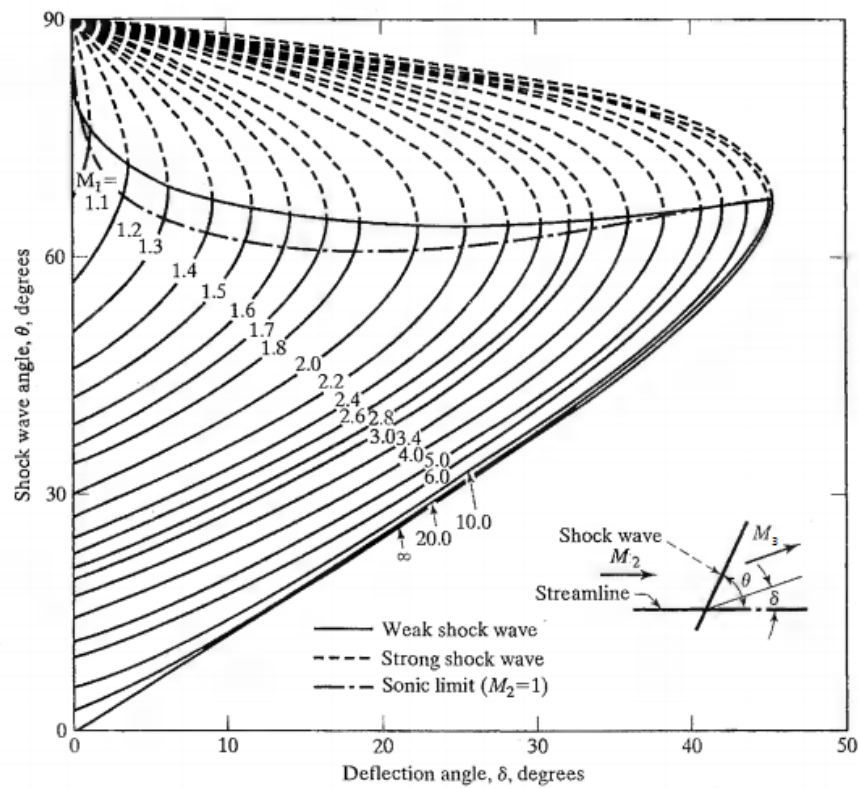


Figura 1.10 - Variación de los parámetros de una onda de choque en el aire con un ángulo medio de deflexión δ para varios números de Mach de corriente libre [1].

Es posible observar en la Figura 1.10, que para un ángulo de deflexión dado existen dos ángulos de onda de choque. El mayor de estos se asocia con la denominada *onda de choque fuerte* y el menor, con la *onda de choque débil*. En general, en un flujo libre se produce la onda de choque débil mientras que la onda de choque fuerte está asociada con presiones aguas abajo altas, típicas en túneles de viento [1]. Por otra parte, la gráfica expone que para cada número de Mach de corriente libre existe un valor máximo de δ . Si el medio ángulo del perfil es mayor que este valor máximo no se genera una onda de choque oblicua, por el contrario la onda se curva y se separa de la nariz del modelo formando la anteriormente mencionada onda de arco (Ver Figura 1.11). Este tipo de onda se comporta y puede asumirse idealmente como una onda de choque normal, sin embargo su solución real requiere el uso de métodos computacionales [6].

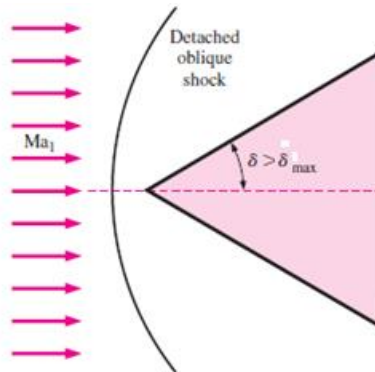


Figura 1.11 - Choque oblicuo separado formando una onda de arco [6].

Hasta el momento solo se ha hecho referencia al flujo en régimen supersónico; sin embargo para el rango de número de Mach entre 0.8 y 1 (subsónico), que también hace parte del régimen transónico, se presenta una condición especial en la formación de las ondas de choque. Dicha condición es explicada en detalle en el documento “*Aerodynamics for Naval Aviators*” [15] y se describe brevemente a continuación.

Los efectos de compresibilidad, que típicamente solo se relacionan con objetos cuya velocidad de corriente libre es mayor a la velocidad del sonido, también se presentan en cualquier perfil aerodinámico a velocidades subsónicas altas. En dichos perfiles se generan regiones de velocidades de flujo locales en las superficies, que son mayores que la velocidad del sonido; tal como se muestra en la Figura 1.12.

El régimen transónico provee justamente la oportunidad de combinar regiones de régimen subsónico y supersónico y medir los primeros efectos significativos de la compresibilidad. La aceleración del flujo de aire del régimen subsónico a supersónico sucede de manera suave y sin acompañamiento de ondas de choque. Sin embargo, la transición del flujo del régimen supersónico al subsónico siempre se encuentra acompañada por la formación de una onda de choque.

Para perfiles que se desplazan a velocidades subsónicas altas de corriente libre se define lo que se denomina *número de Mach crítico*, que corresponde al número de Mach de corriente libre que produce la primera evidencia de flujo local sónico. El número de Mach crítico representa entonces la frontera entre el flujo subsónico y transónico, es decir, la más alta velocidad que puede alcanzar el objeto sin que se genere flujo supersónico. Cuando el número de Mach de corriente libre supera el número de Mach crítico, se crea una región de flujo supersónico, y se genera una onda de choque normal entre esta región y el campo de flujo subsónico en la parte posterior de la superficie del modelo, como se esquematiza en la Figura 1.12. A medida que la velocidad de corriente libre incrementa su valor las regiones de flujo supersónico crecen hasta alcanzar la nariz del modelo y las ondas de choque se desplazan más cerca de la parte posterior del mismo.

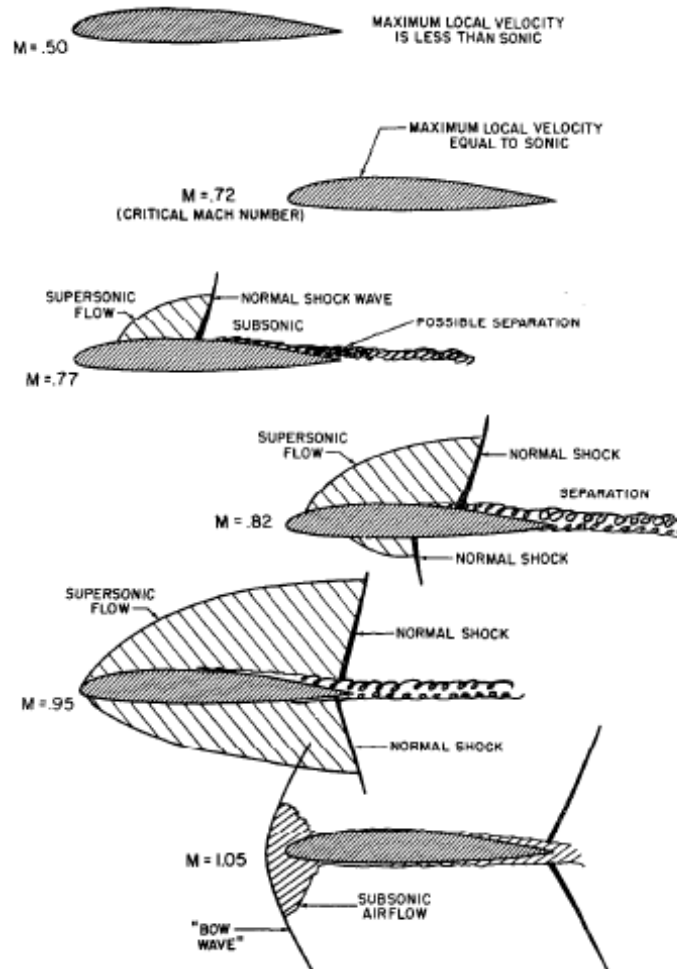


Figura 1.12 - Patrón de flujo transónico para números de Mach de corriente libre menores que la unidad [15].

1.2.6 Ondas de expansión de Prandtl-Meyer

Las ondas de expansión de Prandtl-Meyer ocurren en condiciones donde un flujo supersónico se encuentra con una esquina convexa y gira "hacia afuera de sí mismo". Los perfiles en los cuales se generan este tipo de ondas consisten básicamente en perfiles con forma de cuña bidimensionales posicionados en un ángulo de ataque mayor que su ángulo medio δ (Ver Figura 1.13).

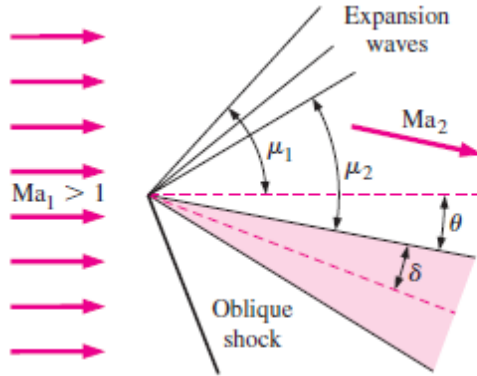


Figura 1.13 - Onda de expansión de Prandtl-Meyer [6].

Una expansión continua y gradual generada por la geometría, que se denomina abanico de expansión, aparece compuesta por un número infinito de ondas de Mach (las ondas de choque oblicuas más débiles posibles generadas para un número de Mach). Dado que cada expansión individual es isentrópica, el flujo a través del abanico de expansión entero es también isentrópico [6].

Sin embargo, el modelo matemático que describe las ondas de Prandtl-Meyer depende en primera instancia del ángulo de Mach local (ángulo de inclinación de las ondas de expansión). El ángulo de Mach local μ se determina mediante la ecuación (1.49).

$$\mu = \sin^{-1} \left(\frac{1}{Ma} \right) \quad (1.49)$$

El número de Mach aguas abajo de las ondas de expansión se calcula a partir del ángulo de giro del abanico de expansión θ , haciendo uso de las relaciones isentrópicas y de la relación expresada a continuación:

$$\theta = \vartheta(Ma_2) - \vartheta(Ma_1) \quad (1.50)$$

Donde $\vartheta(Ma)$ es un ángulo denominado función de Prandtl-Meyer y representa físicamente el ángulo a través del cual se expande el flujo. Este se calcula a través de la expresión (1.51).

$$\vartheta(Ma) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \tan^{-1} \left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}} (Ma^2 - 1) \right] - \tan^{-1} \left(\sqrt{Ma^2 - 1} \right) \quad (1.51)$$

1.2.7 Fronteras abiertas en cámaras de pruebas transónicas

Las perforaciones, que se realizan en las secciones de pruebas transónicas para proporcionar las fronteras abiertas, son de dos tipos: ranuras y porosidades. Las ranuras, como su nombre lo indica, consisten en discontinuidades estrechas de forma generalmente rectangular a lo largo de las paredes (Ver Figura 1.14). Las porosidades, por su parte, son perforaciones circulares que se distribuyen con un patrón regular en las paredes de la sección (Ver Figura 1.15).

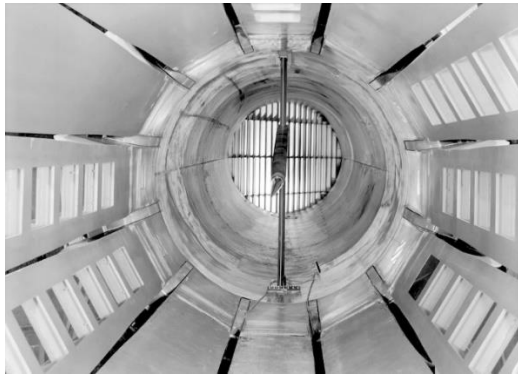


Figura 1.14 - Sección de pruebas con ranuras del 8-ft High-Speed Tunnel [16].

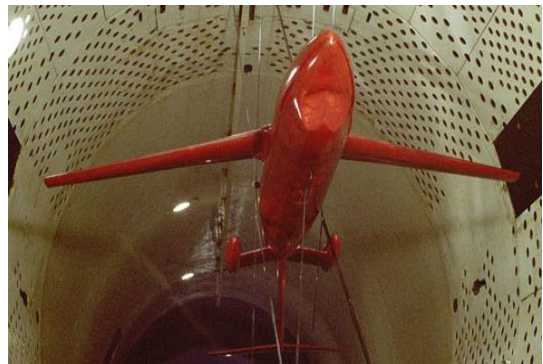


Figura 1.15 - Sección de pruebas con porosidades del túnel de viento T-106 [17].

Las perforaciones en forma de ranura producen resultados aceptables en el régimen transónico; son útiles reduciendo el fenómeno de “*choking*” causado por la interferencia de bloqueo pero la disminución de las reflexiones de ondas de choque y expansión no es significativa. Por el contrario, las porosidades logran una cancelación importante de las reflexiones de onda e interferencia por bloqueo; sin embargo la obstrucción y el ruido que generan, a causa de la capa límite, se consideran una desventaja [18].

El cálculo de fronteras abiertas puede basarse en modelos de flujo bidimensional o tridimensional. Los primeros se derivan de los analizados anteriormente, donde tanto la onda como el perfil de pruebas se consideran bidimensionales y las líneas de corriente del flujo después del choque permanecen rectas y paralelas a la superficie del modelo. Lo que implica que las propiedades después de la onda permanecen constantes. Los modelos tridimensionales se analizan considerando las ondas de choque y expansión a través de perfiles tridimensionales, por ejemplo conos. En este caso las propiedades inmediatamente después de la onda corresponden a las dadas por la teoría bidimensional, pero el campo de flujo entre el choque y la superficie del cono ya no es uniforme y por lo tanto las propiedades no permanecen constantes después de la onda.

No obstante, esta diferencia denominada “*efecto de alivio tridimensional*” provoca una onda de choque más débil alrededor de un cuerpo tridimensional que la que se genera en un cuerpo bidimensional. Es decir, que para un perfil tridimensional con ángulo δ , el ángulo de la onda de choque es menor que el que se forma en un perfil bidimensional con el mismo δ . Lo anterior se debe principalmente a que la adición de otra dimensión provee al flujo con

un espacio extra a través del cual puede moverse y aliviar obstrucciones establecidas por el cuerpo [14]. Considerando esto, las secciones de pruebas con fronteras abiertas diseñadas bajo modelos bidimensionales pueden emplearse para ensayos de modelos tridimensionales, siempre y cuando en la calibración se realice una corrección en el coeficiente de porosidad o ranurado por efecto de las paredes [19].

1.2.8 Principios físicos de la instrumentación y mediciones

Las mediciones que se realizan en un túnel de viento se clasifican en dos tipos: intrusivas y no intrusivas. El primer tipo corresponde a aquellas en las que los instrumentos de medición se ubican en medio del campo de flujo; mientras las no intrusivas consisten en lo contrario, de forma tal que no afectan el campo de flujo. Sin embargo, a pesar de las ventajas de las mediciones no intrusivas y de su creciente uso en la actualidad, aún representan un costo mucho más elevado que los sistemas tradicionales intrusivos. Las mediciones más comúnmente realizadas en régimen transónico corresponden a las de presión total y estática, campo de velocidades, turbulencia, humedad y fuerzas aerodinámicas en los modelos [20].

Las mediciones de presión y velocidad se realizan a través de sondas y transductores; y constan de mediciones simultáneas de presión en diversos puntos, generalmente ubicados detrás de la nariz del modelo, para minimizar el impacto del flujo sobre estos. Los transductores miden la diferencia de presión entre la presión en el tubo y una presión de referencia fijada en la calibración.

Los instrumentos típicamente empleados para mediciones de turbulencia y temperatura corresponden a sondas de calentamiento eléctrico de tipo *hot-wire* o *hot-film*. Los primeros son usados como sensores para mediciones en aire y otros gases y tienen una alta sensibilidad y respuesta en frecuencia. Los *hot-film* por su parte, poseen una mayor robustez, estabilidad y menor sensibilidad a la contaminación, además de tener una mejor respuesta en frecuencia y una longitud de detección más corta. Las mediciones de estos instrumentos se basan en la correlación entre los cambios de temperatura y la velocidad del flujo del aire. La diferencia principal entre ambos radica en que el *hot-wire* lo hace a través de un alambre y el *hot-film* a través de una película [21].

Las mediciones de humedad en túneles de viento se expresan generalmente en relación al punto de rocío. En el régimen transónico los instrumentos más comúnmente utilizados consisten en sensores de humedad de información y registro continuo, sensores capacitivos y resistivos y sensores electrolíticos.

En lo que se refiere a la medición de fuerzas y momentos en el modelo, el tipo más básico de instrumentación empleado es el “*sistema de equilibrio de fuerza*”, que permite describir completamente las condiciones del perfil al medir las tres fuerzas (*lift*, *drag* y *side*) y los tres momentos (*pitch*, *roll* y *yaw*) en cada eje. En los túneles de viento los dispositivos de medición pueden ser ubicados al exterior del modelo o dentro de él. Actualmente, los más comúnmente empleados son los dispositivos internos que se unen al modelo mediante el soporte del mismo. En este tipo de instrumentación las fuerzas sobre los perfiles son

detectadas por galgas extensiométricas ubicadas en el sistema de equilibrio. Los cables del sistema llevan la electricidad a las galgas a través del soporte hueco, y devuelven la señal resultante a los dispositivos de registro [22].

Además de las mediciones cuantitativas existen diferentes técnicas que permiten visualizar el flujo del aire durante las pruebas. Para flujos con grandes cambios de densidad se emplea la técnica de visualización *Schlieren Photography*, que se basa en la relación existente entre la densidad y el índice de refracción. En esta, la desviación de rayos de luz a través de gradientes de densidad produce cambios de brillo o color en una imagen fotográfica que localiza dichos gradientes. Esta técnica es ampliamente utilizada para visualizar las ondas de choque [23].

1.2.9 Principio teórico del código ASME para el diseño de recipientes a presión

El código ASME de reglas para la construcción de recipientes a presión [24], basa su Parte 4, titulada Reglas para el diseño bajo requerimientos, en los principios teóricos del criterio de *colaboración plástica*. Según Annaratone, en su libro "*Pressure Vessel Design*" [25], el fundamento de este criterio consiste en la posibilidad de que las fibras menos esforzadas contribuyan a la resistencia de la pieza ayudando a aquellas que se encuentran bajo un esfuerzo mayor. Contrario al concepto en el campo elástico, que asume que la condición de daño es alcanzada cuando la fibra más esforzada comienza a mostrar señales de fluencia en el material, el criterio de colaboración plástica asume que si el material es dúctil, la fluencia en una porción de área del material no representa una condición de daño si las fibras cercanas aún se encuentran lejos de esta

La condición de daño en el criterio de colaboración plástica es alcanzada cuando todas las fibras han agotado la posibilidad de absorber un incremento en el esfuerzo, es decir, cuando se presenta un flujo plástico en la pieza completa. En este punto, mientras los picos de deformación se presentan, dada la restricción de las condiciones de congruencia, los picos de esfuerzo desaparecen dado que en cada punto el esfuerzo es igual al esfuerzo de fluencia del material. En concordancia con lo anterior, el modelo de colaboración plástica consiste en despreciar los picos de esfuerzo realizando los cálculos con base en valores promedio. Siguiendo este modelo, cada condición de esfuerzo debe ser examinada por separado, a través de un análisis de esfuerzos que permita identificar la naturaleza de los picos con el fin de determinar el criterio de verificación.

De acuerdo con el criterio de verificación moderno y considerando los componentes del recipiente como membranas, los esfuerzos pueden dividirse en tres categorías: primario, secundario y esfuerzos de "pico". A su vez, los esfuerzos primarios se dividen en esfuerzo general de membrana, esfuerzo de membrana local y esfuerzo primario de flexión. Los esfuerzos generales de membrana corresponden a un valor promedio de los esfuerzos a través del espesor del recipiente, por lo cual la característica fundamental es que una posible fluencia del material no causa una redistribución de los esfuerzos, dado que el mismo valor de esfuerzo está presente en todas las fibras circundantes. Este tipo de esfuerzo actúa típicamente en la configuración más simple de un recipiente a presión.

En contraste con estos esfuerzos, los esfuerzos locales de membrana involucran un área específica del componente, lo que significa que las fibras de los alrededores son sometidas a esfuerzos de membrana de menor valor. Una posible fluencia en el material ocurre junto con una redistribución de los esfuerzos a las fibras circundantes, que aún son capaces de contribuir a la resistencia local del material. Este tipo de esfuerzos actúan, por ejemplo, en las boquillas soldadas a un recipiente, en correspondencia con un agujero.

Los esfuerzos de flexión primarios se caracterizan por el hecho de que su valor es proporcional a la distancia de la fibra del eje neutro de la sección. Al igual que los anteriores, este esfuerzo se deriva de las condiciones de equilibrio entre los esfuerzos internos (presión) y las fuerzas externas que actúan sobre los recipientes. Los esfuerzos producidos por momentos flectores ejercidos en un recipiente de sección cuadrangular entran en esta categoría.

La característica fundamental de los esfuerzos secundarios es que su propósito solo consiste en garantizar la congruencia de las deformaciones, por lo tanto, una vez las deformaciones requeridas son alcanzadas, estos actúan sin causar más deformaciones ni forzar la intervención de las fibras circundantes. Por su parte, los esfuerzos de “pico” corresponden a cualquier tipo de esfuerzo que muestre un valor máximo en la sección de estudio. Este tipo de esfuerzos, que se presentan en un área específica del componente y de la sección de estudio, no producen deformaciones significativas y representan un posible riesgo solo en la medida en que la posibilidad de ruptura se deba a fragilidad o fatiga.

Una vez identificados los esfuerzos, el criterio de verificación establece, para cada categoría o grupo de categorías, el valor permisible para el esfuerzo (Ver Figura 1.16). El esfuerzo a ser comparado con el esfuerzo admisible es en todo caso el esfuerzo ideal o de comparación conforme a la teoría de falla de Tresca incluyendo el coeficiente de colaboración plástica.

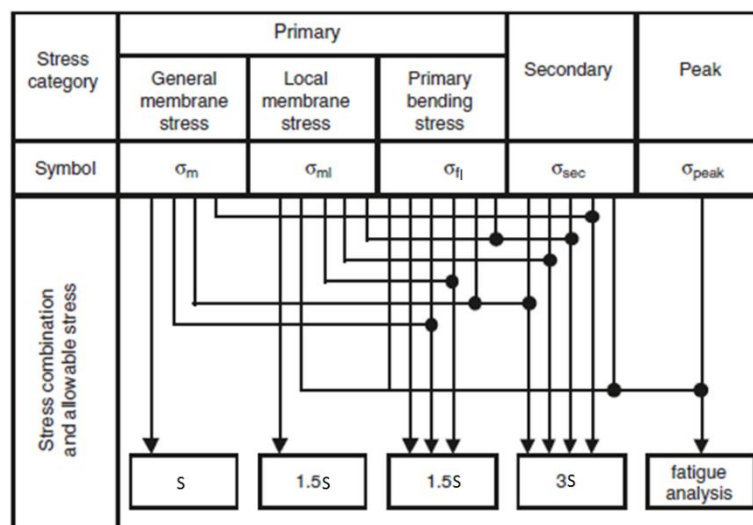


Figura 1.16 - Esfuerzos admisibles para las distintas categorías de esfuerzo [25].

1.2.10 Fatiga de bajo ciclaje

En la fatiga de bajo ciclaje, las deformaciones, y en particular las deformaciones plásticas introducidas por concentradores de esfuerzo, discontinuidades, condiciones de temperatura y esfuerzos, son el factor dominante. Un aspecto que caracteriza y distingue a la fatiga de bajo ciclaje de la fatiga de alto ciclaje es que la iniciación de la grieta puede ocurrir en cualquier lugar de la pieza y no justamente en la superficie, lo que conlleva a que el volumen en consideración (volumen de proceso) sea el volumen completo de material afectado y no solo la superficie [26].

El método de deformación-vida, que hace parte de uno de los tres enfoques principales de diseño y estudio de fatiga, implica un análisis detallado de la deformación plástica en regiones localizadas; por lo cual este método se considera especialmente adecuado para aplicaciones de fatiga de bajo ciclaje. Una falla por fatiga comienza casi siempre en una discontinuidad local como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico ocurre la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas [27]. De esta forma y según lo expresa el SAE Fatigue Design and Evaluation Steering Committee la deformación total es la suma de las componentes elástica y plástica, por lo cual la amplitud de la deformación total queda expresa mediante la relación de Manson-Coffin (ecuación (1.52)).

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_{elast}}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_{plast}}{2} \quad (1.52)$$

Donde:

$$\frac{\Delta \varepsilon_{elast}}{2} = \frac{\sigma'_F}{E_{mod}} (2N)^b \quad \frac{\Delta \varepsilon_{plast}}{2} = \varepsilon'_F (2N)^c$$

Los términos σ'_F y ε'_F son respectivamente, el esfuerzo y la deformación real correspondiente a la fractura en una inversión de esfuerzo. Los términos b y c son respectivamente, el exponente de la resistencia y ductilidad a la fatiga. N el número de ciclos y E_{mod} el módulo de Young del material.

Aunque la relación es legítima para calcular la vida a la fatiga, la determinación de la deformación total en el fondo de una grieta o muesca aún no se ha establecido analíticamente, de forma que el estudio de la resistencia a la fatiga de bajo ciclaje se ha consolidado preferiblemente con un enfoque experimental [27].

1.3 Antecedentes

Los túneles de viento pueden describirse como conductos largos con aire en movimiento mediante los cuales pueden copiarse las acciones de un objeto sumergido en un fluido y que se mueve en éste. Estos túneles se emplean como equipos de prueba para obtener

resultados referentes a las fuerzas aerodinámicas que actúan sobre un objeto, que tiene un movimiento relativo respecto a un fluido. El funcionamiento de un túnel de viento se basa principalmente en mover un fluido, generalmente aire, alrededor de un prototipo a escala del objeto de estudio, el cual es fijado dentro del túnel permitiendo simular las condiciones reales de vuelo [28].

El diseño de dichos túneles, hace más de un siglo, surgió como respuesta a la inminente necesidad de una prueba experimental que permitiera obtener, a diferencia de las que existían hasta ese tiempo (brazo giratorio de Robins), resultados satisfactorios en los campos de investigación aerodinámica que se estudiaban en ese entonces. El primer túnel de viento del mundo fue construido en 1871 por la Sociedad Aeronáutica de Gran Bretaña con el incentivo de Francis Wenham y consistió de un ducto de 12 ft de longitud con una sección transversal cuadrada de 18 in². El aire se ponía en movimiento mediante un motor de vapor, por lo cual la calidad del flujo era pobre. Sin embargo de las pruebas realizadas en este túnel se obtuvieron resultados importantes sobre la variación de la fuerza de elevación respecto al ángulo de incidencia y el valor de la relación de aspecto en las alas [29].

A principios del siglo XX se produjo el gran “paso hacia adelante” en lo que respecta a túneles de viento, cuando los hermanos Wright construyeron un túnel de viento de sección de pruebas cuadrada de 16 in². Los hermanos estudiaban sus recién construidos planeadores con base en las fuerzas de elevación y arrastre otorgadas por las tablas de Lilienthal sin obtener resultados satisfactorios; motivo por el cual decidieron construir su propio túnel de viento con el que lograron alcanzar resultados más confiables. Este túnel cuyo aire se ponía en movimiento a través de paletas de ventilación manejadas por un motor de gasolina, sentó bases sólidas para el análisis de perfiles aerodinámicos. Ocho años después en 1909, Eiffel construyó un túnel de viento de sección transversal circular de 1.5 m de diámetro manejado por un motor eléctrico. La novedad de este equipo consistió principalmente en la posibilidad de introducir modelos completos de aeronaves [29].

El desarrollo de los túneles de viento continuó durante la Primera Guerra Mundial y después de ella. Sin embargo fue hasta finales de la Segunda Guerra Mundial cuando los avances en aerodinámica y aeronáutica permitieron sobrepasar la “barrera del sonido”, iniciando una nueva etapa de desarrollo en los túneles de viento. Los estudios involucraban ahora regímenes superiores al subsónico y Estados Unidos, con el Langley 4-ft y el Ames 6-ft fue el pionero en la construcción de túneles para régimen supersónico [28].

El desarrollo de las aeronaves supersónicas durante y después de la Segunda Guerra Mundial abrió también la puerta al análisis experimental del régimen transónico, necesario para estudiar principalmente el fenómeno de las ondas de choque producido cuando se atraviesa la barrera del sonido. Hacia el año de 1945 el gobierno de Gran Bretaña planteó la instalación de un centro de pruebas de vuelo con túneles de alta velocidad. Sin embargo, hasta ese año no existía ningún método que permitiría probar un modelo a escala real a un número de Mach superior a 0.9, debido al fenómeno de “*choking*” producido en la vecindad del modelo.

Fue hasta 1946 cuando NACA en Langley desarrollo un modelo teórico de un túnel de viento con ranuras longitudinales en la sección de pruebas, basándose en la teoría de que los efectos de interferencia de paredes sólidas y los de fronteras abiertas son de signo opuesto y por lo tanto pueden cancelarse. Dicho túnel, con una sección de pruebas de 12 in², fue el precedente del Langley 16-ft y 8-ft modificados. Este último, que consistía en un túnel de alta velocidad, fue modificado en 1950 para estudios de régimen transónico mediante el ranurado de sus paredes, lo cual supuso un aumento en la potencia de entrada que permitiera superar las pérdidas causadas por las ranuras y alcanzar el número de Mach deseado. A partir de las pruebas realizadas en él se logró un avance importante en la naciente industria: identificar el problema del arrastre en vuelos supersónicos [29].

Por su parte, el Langley 16-ft que fue construido en 1941 por la NACA como un túnel de viento de alta velocidad con rango de número de Mach de 0.71 y sección transversal circular fue rediseñado como túnel transónico en 1950. La modificación incluyó una sección de pruebas octogonal con ranuras longitudinales en sus paredes y un aumento de la potencia de 8000 hp a 60000 hp, así como un tratamiento acústico. El rango de operación hasta un Mach de 1.1 permitió el estudio de la propulsión a velocidades supersónicas, aeronaves, misiles y reentrada de vehículos espaciales. Posteriormente en 1961 se adecuó un sistema de remoción de aire en la sección de pruebas que mediante un compresor de 36000 hp permitió alcanzar números de Mach de hasta 1.3 [30].

A partir de 1955 y por iniciativa del centro de investigación Ames se empleó también la geometría de poros y paredes perforadas para las secciones de prueba transónicas, con el fin de evitar la reflexión de las ondas de choque. Tras posteriores evaluaciones se concluyó que dicha geometría corregía mejor las interferencias para el régimen supersónico bajo [29]. El primer túnel con este diseño fue el modificado Ames 16-ft que se convirtió en un túnel transónico de paredes perforadas con una sección de prueba cuadrada de 14 ft² y cuya potencia tuvo que ser cuadruplicada hasta los 110.000 hp.

Un año después, inició en pleno el desarrollo de los túneles transónicos en Europa. El laboratorio de aeronáutica gubernamental de Holanda NLL construyó un túnel con ranuras longitudinales mientras al mismo tiempo la ARA construía un diseño similar al de Ames con paredes porosas. La sección de prueba tenía un área transversal rectangular de 9 ft x 8 ft y la instalación contaba con una tobera supersónica, un ventilador de 25000 hp y un compresor de 14000 hp. El equipo permitía, a través de las perforaciones, analizar la capa límite en la sección de prueba.

En ese mismo año se introdujo el sistema *blow-down* para túneles transónicos, el cual estuvo ligado al desarrollo militar en los Estados Unidos. El sistema *blow-down* define un tipo de túneles, en los cuales el aire que pasa a través de la sección de pruebas fluye desde una cámara a alta presión donde el aire ha sido previamente comprimido y no desde un ventilador. Lo anterior debido principalmente a la demanda de potencia requerida por el régimen [31]. La implementación de este sistema con compresores permitió alcanzar velocidades más elevadas en menores tiempos y números de Mach más grandes. El Ames de sección cuadrada 11 ft² y paredes con ranuras longitudinales fue uno de los primeros túneles de este tipo. Para esa época la mayoría de las instalaciones que operaban en este

régimen eran destinadas a estudios para la industria y la investigación. Para el año 1961 existían 19 túneles transónicos en Europa y 30 en Estados Unidos [29].

Unos años más tarde las universidades comenzaron a construir sus propios equipos para el enfoque académico e investigativo. La Universidad Estatal de Ohio cuenta con un túnel transónico con sistema *blow-down* y sección de prueba con paredes perforadas de 6 in x 22 in y porosidad del 6 % [32]. El laboratorio Hessert de la Universidad de Notre Dame tiene dentro de sus instalaciones un túnel trisónico de sección transversal de 10 cm x 12 cm que trabaja en un rango de número de Mach de 0.1 a 1.4 [33]. Por su parte, en el continente asiático, la Universidad Nacional Cheng Kung cuenta también desde 2005 con un túnel transónico que emplea para el estudio de las interacciones de la capa límite y las ondas de choque, verificación de modelos de CFD y diseño aerodinámico de trenes de alta velocidad [34].

En la búsqueda de lograr objetivos cada vez mayores en el campo tecnológico y científico el grupo para investigación y desarrollo aeronáutico AGARD propuso en 1968 construir un túnel de viento para flujo transónico, altos números de Reynolds y modelos más largos. Diez años después el diseño y la construcción fueron aprobados y se construyó un túnel de sección rectangular con seis ranuras tanto en la parte superior como inferior de la cámara con un porcentaje de apertura total de 6.25%. Un factor de relevancia de dicho túnel consiste en su sistema de inyección de nitrógeno, el cual se empleó debido a su diseño específico para grandes números de Reynolds aplicando el concepto de criogenia. Así mismo, las técnicas de medición no intrusivas empleadas representan uno de los mayores logros de este túnel, que en la actualidad es empleado principalmente para investigaciones aeronáuticas y aeroespaciales que involucran altas velocidades [29].

De todos los túneles transónicos existentes a nivel mundial solo dos de ellos se encuentran en Latinoamérica, ambos en Brasil. Uno de ellos trabaja en un rango de número de Mach de 0.2 a 1, al utilizar una tobera subsónica y hasta 1.3 cuando se utiliza una tobera supersónica (convergente-divergente) [35]. En el marco nacional solo se tienen antecedentes de túneles de viento subsónicos, los cuales se encuentran en universidades e instituciones gubernamentales, como el EMAVI. No existe hasta el momento ningún túnel transónico en el territorio nacional.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar una cámara transónica adaptable a la configuración de un túnel de viento trisónico.

1.4.2 Objetivos específicos

- Realizar el diseño aerodinámico de la sección de pruebas para régimen de flujo transónico.

- Diseñar las fronteras adecuadas en la sección de pruebas para disminuir la reflexión de las ondas de choque al interior de la misma.
- Realizar el diseño estructural de la sección de pruebas y el habitáculo de la misma bajo las restricciones de adaptabilidad y fronteras que reduzcan y/o corrijan las interferencias de las ondas de choque.
- Diseñar la o las ventanas de visualización en la cámara de pruebas que permitan el acceso óptico a la sección de pruebas.
- Seleccionar la instrumentación estándar requerida para las mediciones típicas de ensayos en régimen transónico.
- Realizar los planos de detalle de la cámara transónica.

2 DISEÑO AERODINÁMICO DE LA CÁMARA DE PRUEBAS TRANSÓNICA

2.1 Análisis aerodinámico de la sección de pruebas asumiendo paredes totalmente sólidas

El diseño aerodinámico de la cámara de pruebas transónica partió del análisis aerodinámico de la sección de pruebas como volumen de control. Este análisis tuvo como finalidad determinar las temperaturas y presiones de operación críticas a las cuales estaría sometida la sección de pruebas, y que corresponden a condiciones de operación y parámetros de diseño estructural de la misma. De igual forma se determinó mediante el análisis, el flujo másico requerido para las condiciones de operación. En el modelo de análisis empleado en primera instancia la sección de pruebas se asumió como una sección de paredes sólidas. Posteriormente, en la segunda etapa del análisis y diseño aerodinámico se incluyó el porcentaje de paredes abiertas.

2.1.1 Dimensiones de la sección de pruebas

Uno de los parámetros de diseño de la sección de pruebas transónica es el área transversal de la misma. La selección de esta radicó principalmente en dos aspectos. El primero, y un tanto más subjetivo, tuvo en cuenta el posible espacio destinado a la instalación del túnel y los costos de construcción y funcionamiento del mismo, asumiendo a priori a cualquier estimación, que a menores dimensiones menores valores de inversión y consumo. Lo anterior considerando también que el flujo másico requerido y otros parámetros de operación dependen directamente de las dimensiones de la cámara.

El otro aspecto hace referencia a la relación entre el área de la sección de pruebas y el área frontal del modelo. Según varias referencias, para el estudio del régimen transónico en túneles de viento, el área frontal del modelo debe limitarse al 1% del área transversal de la sección de pruebas para evitar la interferencia por bloqueo [36], [10]. Por lo anterior es importante considerar un tamaño pertinente de los prototipos a escala que permita obtener resultados satisfactorios en las pruebas.

La geometría del área de las secciones es indiferentemente rectangular, poligonal o circular. La dimensión longitudinal, por su parte, es función del área transversal y puede variar en un rango de 0.5 a 3 veces D_h , donde D_h se define como:

$$D_h = 2\sqrt{A_t/\pi} \quad (2.1)$$

Siendo A_t el área transversal de la sección de pruebas.

Teniendo en cuenta dichas consideraciones se estableció un área transversal efectiva de 0.25 m^2 de geometría cuadrada, basándose en la facilidad de adaptación con otros componentes del túnel cuya geometría es difícilmente circular por condiciones de funcionalidad. El rango de valores admisibles para la longitud fue calculado a partir de la

ecuación (2.1). El valor seleccionado de 1 m , se definió igualmente con base en criterios de adaptabilidad, de forma que tanto la cámara de pruebas subsónica/supersónica como la cámara de pruebas transónica tuvieran la misma longitud.

2.1.2 Características del flujo dentro de la sección de pruebas

La velocidad del sonido constituye uno de los parámetros más importantes en el estudio de los regímenes de fluidos. Esta depende del estado del fluido y corresponde a la velocidad a la cual una infinitesimal onda de presión, que puede ser causada por una pequeña perturbación, viaja a través de un medio. En el análisis de flujo compresible el parámetro que representa la razón entre la velocidad real del fluido y la velocidad del sonido en el mismo fluido, en igual estado, se denomina número de Mach y es significativo en el análisis aerodinámico del flujo [6].

Según el número de Mach el flujo de un fluido se clasifica en uno de tres regímenes. Estos corresponden a: el régimen subsónico, que se presenta cuando el número de Mach es menor a la unidad y representa que el flujo del fluido o el objeto en él sumergido tienen una velocidad por debajo de la velocidad del sonido en el medio. El régimen supersónico para valores de Mach mayores a la unidad y el régimen transónico que consiste en el rango de valores del número de Mach en el cual se presentan regiones de flujo subsónico y flujo supersónico.

Así como las ondas de sonido son causadas por perturbaciones de presión infinitesimales, existen algunos valores de presión que, en diversas secciones y bajo condiciones de flujo transónico, producen cambios abruptos en las propiedades del fluido generando lo que se conoce como onda de choque [6]. De igual manera, en el mismo régimen, un tipo de flujo denominado flujo de expansión, provoca ondas de expansión de Prandtl - Meyer, las cuales no ocasionan un cambio repentino y abrupto como una onda de choque sino un cambio gradual en la dirección del fluido.

El tipo de onda que se genera en el régimen transónico depende principalmente de factores como: el número de Mach de corriente libre y el perfil del modelo aerodinámico u objeto sumergido en el flujo de fluido.

2.1.3 Perfiles aerodinámicos para régimen transónico

Los perfiles aerodinámicos empleados para pruebas en régimen transónico tienen generalmente una superficie delgada, área de ala grande, baja relación de aspecto y espesor, y ángulo de *sweepback* entre 30° y 35° .

Un modelo bidimensional del cual se dispone de mucha información por ser un perfil simétrico ampliamente estudiado, y que aún se emplea en la actualidad para pruebas en regímenes transónicos, corresponde al estándar NACA 0012 ilustrado en la Figura 2.1. Un perfil simétrico cuyo espesor oscila típicamente en un rango del 12% al 30% de la cuerda y que presenta baja sensibilidad al número de Reynolds y a la calidad del flujo [18].

En lo que respecta a los perfiles tridimensionales aún no se define un modelo estándar satisfactorio para calibración debido a la dependencia de los efectos de pared con el número de Reynolds y la calidad del flujo. Por esta razón, es necesario que los perfiles de

prueba sean iguales o muy similares al modelo de calibración seleccionado y que los ensayos se realicen bajo las mismas condiciones de flujo, soportes e instrumentación. No todos los modelos de prueba son aptos para todas las configuraciones de cámaras; sin embargo existe una lista de configuraciones de los más ampliamente usados para este régimen.

Los conos cilíndricos de punta aguda son típicamente usados para la calibración de la porosidad. Para el estudio de las interferencias de pared ha evolucionado el concepto de un modelo de cuerpo cilíndrico pequeño con punta ojival, alas con perfil NACA 0012 alineadas con el eje del cuerpo y cola horizontal geoméricamente similar al ala [18]. También el perfil estándar AGARD-B es típicamente empleado en pruebas transónicas (Ver Figura 2.2). Desarrollado en 1952, este perfil corresponde a una configuración cuerpo-ala en el que todas sus dimensiones están dadas en términos de su diámetro, lo cual permite su reproducción a escala. El ala es un delta en forma de un triángulo equilátero con una envergadura de 4 veces el diámetro. Su principal aplicación está destinada a la medición de fuerzas y momentos aerodinámicos [37].

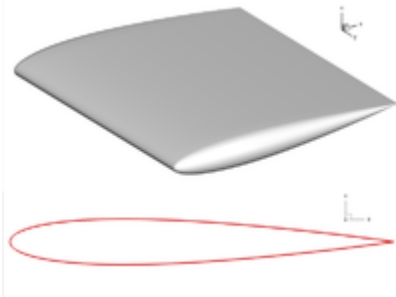


Figura 2.1 - Perfil estándar bidimensional NACA 0012 [38].

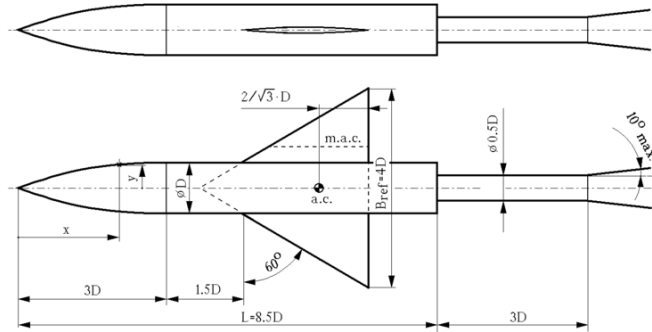


Figura 2.2 - Perfil estándar tridimensional AGARD-B [39].

2.1.4 Cálculo de las propiedades aerodinámicas en la sección de pruebas

Basándose en el funcionamiento de la sección de pruebas se escogió un volumen de control, ilustrado en la Figura 2.3. El volumen de control tuvo en consideración la variación en las propiedades provocada por el modelo o prototipo de pruebas y los efectos de los diversos tipos de onda ocasionados por la interacción del fluido con el modelo. Se definieron, por lo tanto, dos regiones en el volumen de control para evaluar los cambios en las propiedades del fluido de una región a otra. Las regiones establecidas corresponden a la región aguas arriba de la formación de ondas (1) y la región aguas abajo del modelo, posterior a la onda (2).

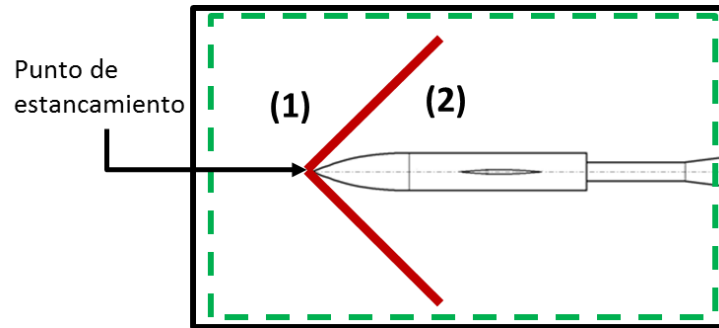


Figura 2.3 - Volumen de control.

Los cálculos aerodinámicos de la variación en las propiedades del fluido se realizaron tanto para el fenómeno de onda de choque como para el de ondas de expansión, considerando las dos regiones establecidas.

Adicional al área transversal de la sección de pruebas, son variables de diseño la presión y temperatura de estancamiento y el número de Mach de corriente libre (región (1)). Según Alan Pope, las presiones de estancamiento típicamente usadas en túneles de viento transónicos varían en un rango de 15 *psig* a 50 *psig* [40]; mientras las temperaturas de estancamiento, según fichas técnicas de diversos túneles de viento transónicos, oscilan entre los 100°F y los 150°F [10]. Por su parte, el rango del número de Mach en el régimen transónico es típicamente entre 0.8 y 1.2.

Teniendo en cuenta las posibles condiciones de operación del túnel, se seleccionó una temperatura de estancamiento de 338.15 K y una presión de estancamiento de 340 KPa en la región (1) del volumen de control. A partir del supuesto del modelo matemático de considerar el aire como un gas ideal se estableció que el valor de k es igual a 1.4 y que la constante del gas R es igual a 0.287 KJ/Kg°K.

Teniendo en cuenta que solo un flujo de fluido supersónico (general o local) ocasiona la formación de ondas de choque y ondas de expansión que se desean analizar, se seleccionaron y evaluaron los siguientes valores de número de Mach de corriente libre como parámetros de entrada para el cálculo de las propiedades en la región (2):

$$Ma = [1.1; 1.12; 1.14; 1.16; 1.18; 1.2]$$

El cálculo de las propiedades en la región (1) incluyó además, los valores de Mach de 0.8, 0.9 y 1. Haciendo uso de las relaciones de flujo isentrópico desarrolladas en 1.2.4 se obtuvieron los valores de presión, temperatura, densidad y velocidad en función del número de Mach de corriente libre en la región aguas arriba de la formación de ondas. Dichos valores se muestran graficados en la Figura 2.4.

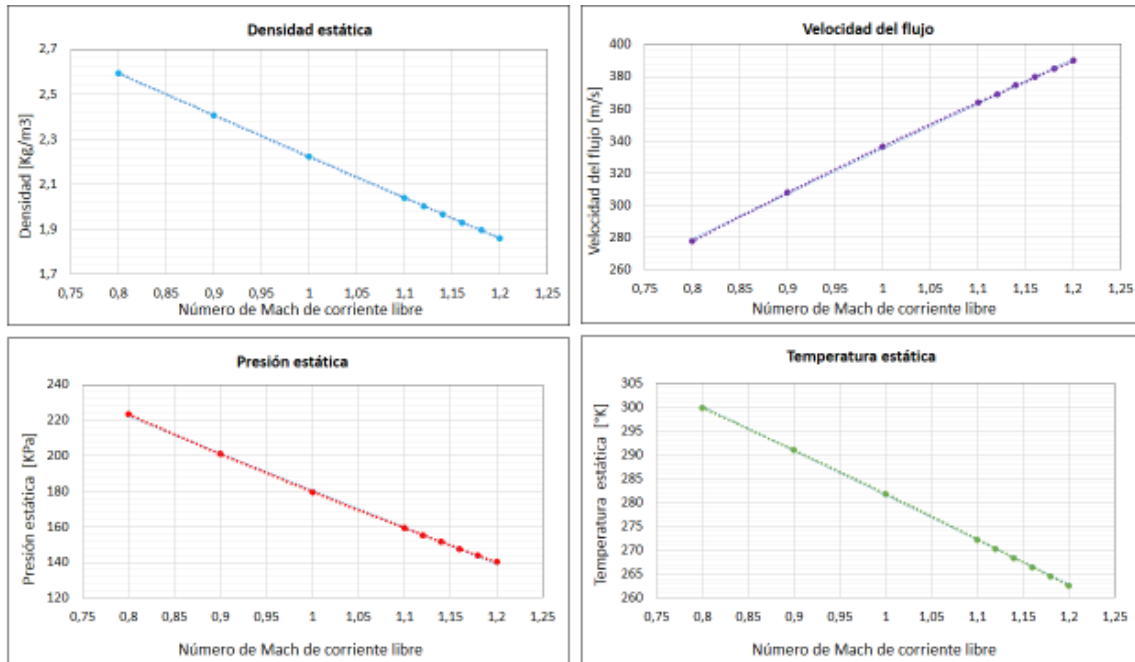


Figura 2.4 - Propiedades en la región aguas arriba de la formación de ondas para diversos números de Mach de corriente libre en régimen transónico.

Con los valores de densidad y velocidad calculados se determinaron los valores de flujo másico requeridos en la sección de pruebas para el rango de números de Mach establecido, a partir de la ecuación (1.29). La gráfica de la Figura 2.5 muestra dichos valores.

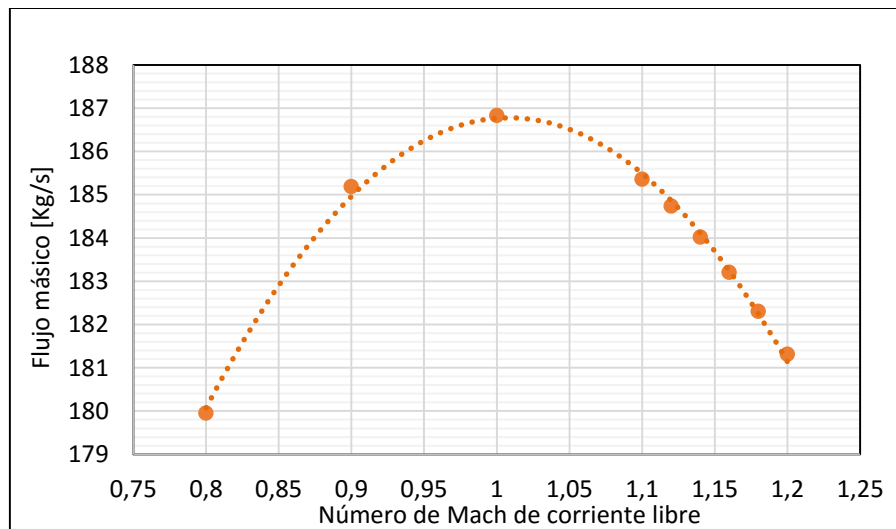


Figura 2.5 - Flujo másico requerido en la sección de pruebas transónica para diversos números de Mach de corriente libre en régimen transónico.

Para el análisis del fenómeno de onda de choque se seleccionaron cuatro valores típicos de ángulo medio del perfil. $\delta_0 = 0$, que corresponde a un perfil de punta roma, para el

análisis de onda de choque normal y δ_1 , δ_2 y δ_3 con valores de 1° , 2° y 3° respectivamente para onda de choque oblicua. A partir de estos ángulos y empleando la gráfica de la Figura 1.10 se obtuvieron los ángulos de onda de choque correspondientes a cada ángulo de deflexión y número de Mach de corriente libre establecidos, bajo el supuesto de onda de choque fuerte. Las propiedades aguas abajo de la onda de choque se calcularon con las ecuaciones desarrolladas en 1.2.5, a partir de los valores de las propiedades en la región (1). El cambio en el número de Mach y las demás propiedades se muestra gráficamente en la Figura 2.6 y Figura 2.7 respectivamente.

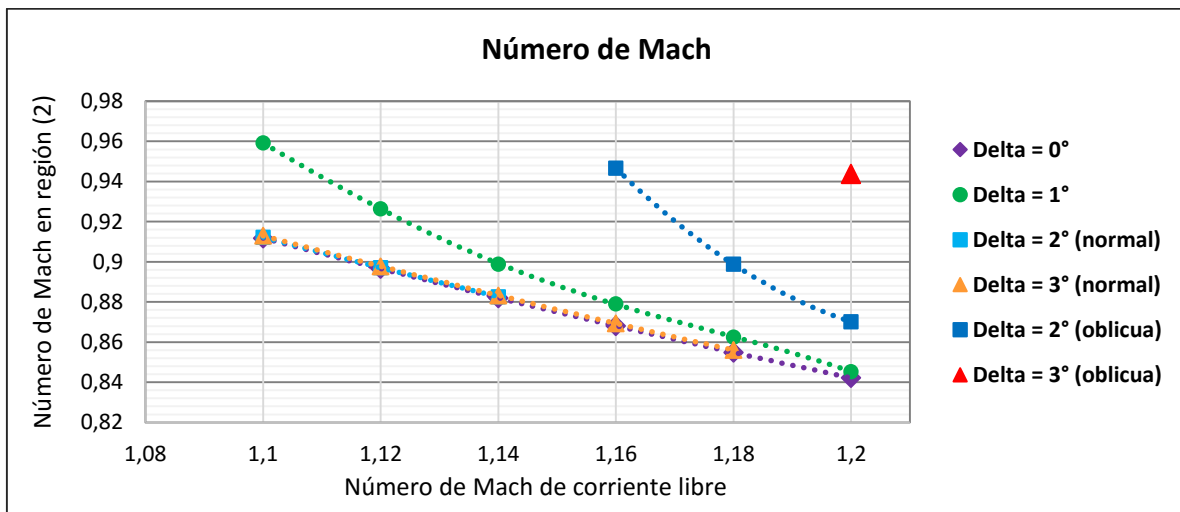


Figura 2.6 - Números de Mach en la región aguas abajo de la onda de choque para diferentes valores de ángulo de deflexión y diversos números de Mach de corriente libre.

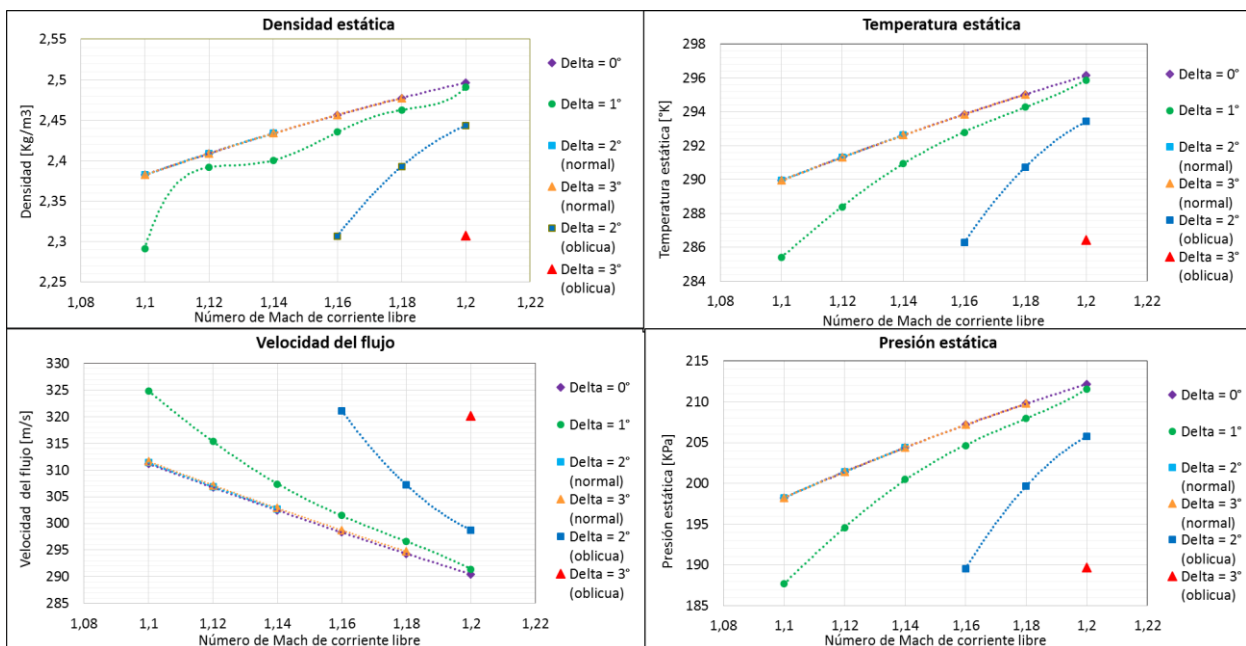


Figura 2.7 - Propiedades en la región aguas abajo de la formación de onda de choque para diversos números de Mach de corriente libre.

Es posible observar que para los ángulos de deflexión $\delta = 2^\circ$ y $\delta = 3^\circ$ se presentan los dos tipos de onda de choque según el número de Mach de corriente libre. Esto se debe a la condición de δ_{max} . Para ciertos valores de número de Mach tanto el ángulo de deflexión de 2° como el de 3° corresponden a un ángulo mayor que el ángulo de deflexión máximo. Por lo tanto, en dichos casos, la onda se separa del modelo formando una onda de arco, que se analiza idealmente como una onda de choque normal.

Para el fenómeno de onda de expansión se definieron tres valores característicos del ángulo de giro, es decir, el ángulo que forma el modelo con respecto a la línea central del flujo. Dichos valores fueron: $\theta_1 = 1^\circ$, $\theta_2 = 2^\circ$ y $\theta_3 = 4^\circ$. Con la ecuación (1.51) se calcularon los ángulos de la función de Prandtl-Meyer para los números de Mach de corriente libre y a partir de la ecuación (1.50), los ángulos de la función de Prandtl-Meyer para los números de Mach generados después de la onda. Los valores de dichos números de Mach, que se presentan en la Figura 2.8, se obtuvieron empleando las Tablas de Prandtl-Meyer [14]. A partir de estos valores y haciendo uso de las relaciones isentrópicas definidas en 1.2.4 se calcularon las propiedades en la región (2), ilustradas en la Figura 2.9.

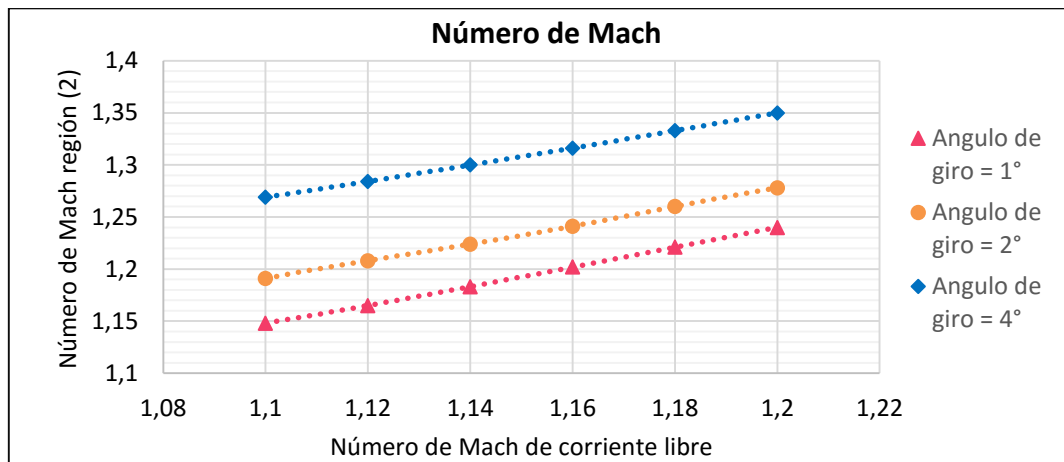


Figura 2.8 - Números de Mach en la región aguas abajo de la onda de expansión para diferentes valores de ángulo de giro y diversos números de Mach de corriente libre.

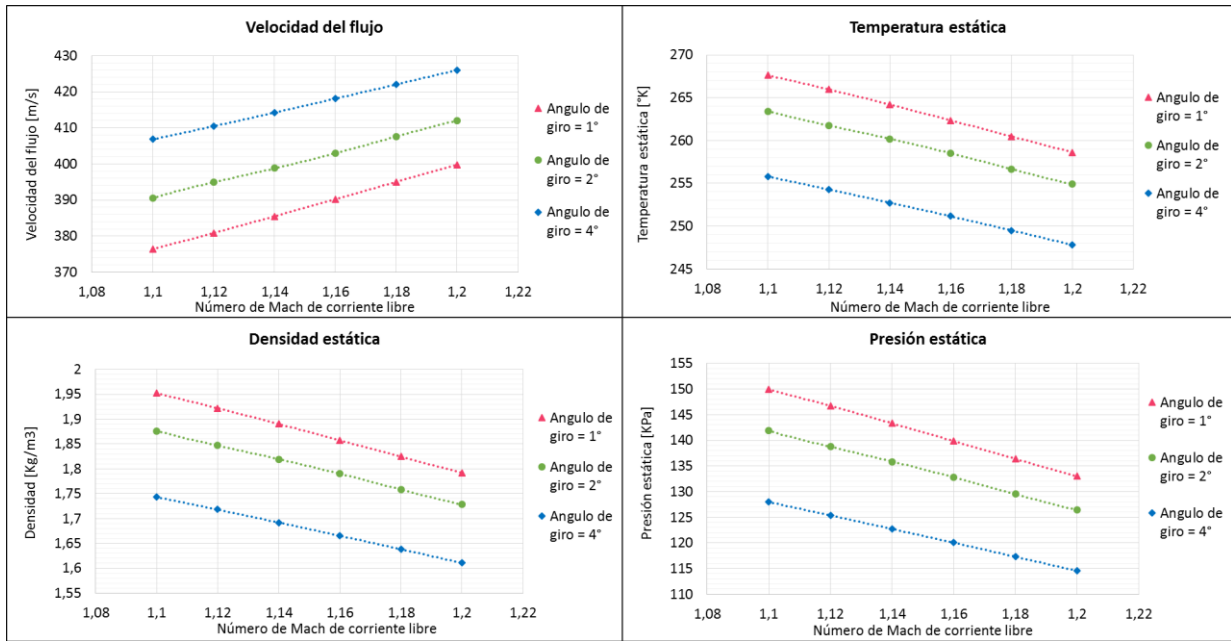


Figura 2.9 - Propiedades en la región aguas abajo de la formación de onda de expansión para diversos números de Mach de corriente libre.

2.2 Análisis aerodinámico de la sección de pruebas con fronteras abiertas

Cuando se genera una onda de choque en un flujo transónico contenido en una sección de paredes completamente sólidas, esta incide en un punto tanto en la pared superior e inferior de la sección, como se observa en la Figura 2.10, al considerar un modelo bidimensional de onda. En la región (2), después de la formación de la onda de choque, las líneas de corriente se inclinan un ángulo θ hacia las paredes superior e inferior. Dado que estas deben permanecer tangentes a las paredes una vez que inciden en determinados puntos de las mismas, las líneas de corriente en la región (2) se ven obligadas a desviarse hacia abajo (en la región superior) y hacia arriba (en la región inferior) a través de un ángulo θ . Esta condición es generada por una segunda onda de choque originada en los puntos de incidencia (Punto B), que posee la suficiente fuerza para cambiar de dirección el flujo [14]. Esta onda de choque es aquella que se denomina onda de reflexión y no es representativa de lo que sucede en flujo libre. Por esta razón las ondas de reflexión representan una condición no deseada en las pruebas realizadas en túneles de viento transónicos y es por este motivo que se emplea un porcentaje de paredes abiertas para minimizar el impacto de las mismas en las mediciones.

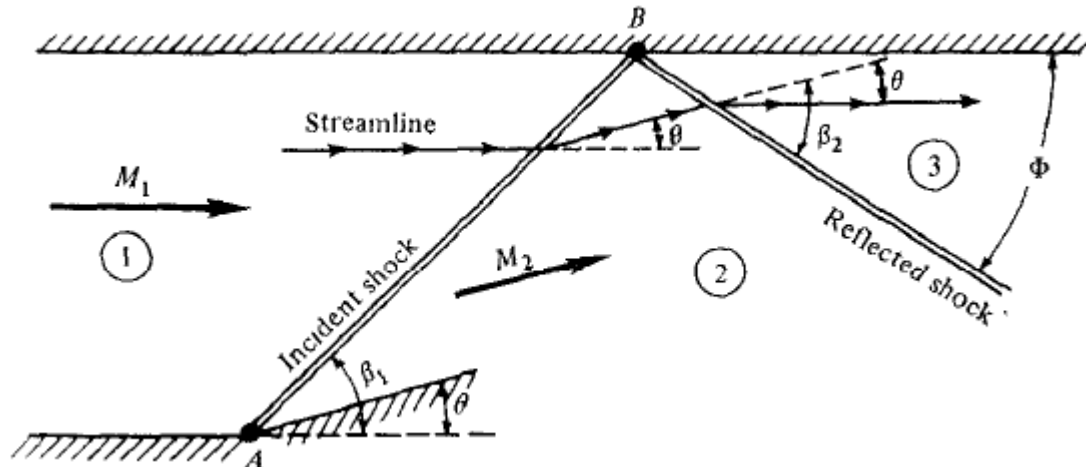


Figura 2.10 - Esquema de la reflexión de una onda de choque en una sección de pruebas de paredes sólidas [14].

2.2.1 Cálculo del porcentaje de abertura de la sección de pruebas

El porcentaje de paredes abiertas (abertura) que debe tener la sección de pruebas para minimizar las mediciones inválidas ocasionadas por la reflexión de las ondas de choque, depende de las condiciones aerodinámicas iniciales y por consiguiente de las generadas en la región (2); así como del espesor de la capa límite de desplazamiento que es generada tanto en las paredes sólidas como en las paredes porosas.

El *Research Memorandum* de la NACA "A method for the design of porous-wall wind tunnels" [41] describe un método analítico-experimental mediante el cual se determina el porcentaje de porosidad óptimo, según las condiciones aerodinámicas obtenidas bajo el supuesto de paredes completamente sólidas. El método se desarrolla para aberturas porosas (circulares) ubicadas solamente en la pared superior e inferior de la sección de pruebas (modelo de onda bidimensional). De igual manera, el método asume pérdidas de energía mínimas y control del espesor de la capa límite al final de la región de generación del flujo. El porcentaje de abertura calculado asegura la minimización de la reflexión de las ondas de choque y de los efectos resultantes de las perturbaciones reflejadas, así como la uniformidad del flujo.

El método consiste en calcular el flujo másico total por unidad de área que se requeriría extraer de la sección de pruebas para evitar la reflexión de las ondas de choque, considerando también, aquel que se requiere extraer para compensar la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes sólidas y porosas.

El cálculo del porcentaje de abertura (r) se plantea inicialmente bajo el supuesto de que el ángulo de convergencia (ángulo entre la línea central de la sección y las paredes porosas) mostrado en la Figura 2.11 es cero y de que el crecimiento de la capa límite en paredes sólidas y porosas es despreciable. Es decir, que el flujo másico por unidad de área que es necesario extraer en la región (2) para evitar la reflexión de la onda de choque corresponde al calculado mediante la ecuación (2.2).

$$m_{nt2} = \rho_2 V_2 \sin(\delta) \quad (2.2)$$

La cual resulta de simplificar, considerando los supuestos anteriormente mencionados, la ecuación (2.3).

$$m_{nt2} = \rho_2 V_2 \sin(\delta + \gamma) + \rho_2 V_2 \left[\frac{d\delta^*}{dx_p} \cos(\delta + \gamma) + \frac{h_{sw}}{w_p} * \frac{d\delta^*}{dx_{sw}} \cos \gamma \right] \quad (2.3)$$

Con los valores de número de Mach, presión y densidad de estancamiento, densidad estática y velocidad de la región aguas abajo de la onda de choque, para el rango de valores de δ seleccionados, se hallaron los valores correspondientes de densidad y velocidad de *jet* en la región (2). Lo anterior bajo los supuestos de que:

1. La presión estática en el habitáculo de la cámara es igual a la presión estática en la región (2).
2. La densidad de estancamiento de *jet* en la región (2) es igual a la densidad de estancamiento en la misma región.
3. La velocidad del sonido de estancamiento de *jet* en la región (2) es igual a la velocidad del sonido de estancamiento en la región (1).
4. El flujo es isentrópico.

Las propiedades de *jet* equivalen a las propiedades con las que el flujo abandona la sección, es decir, las propiedades aerodinámicas en el habitáculo.

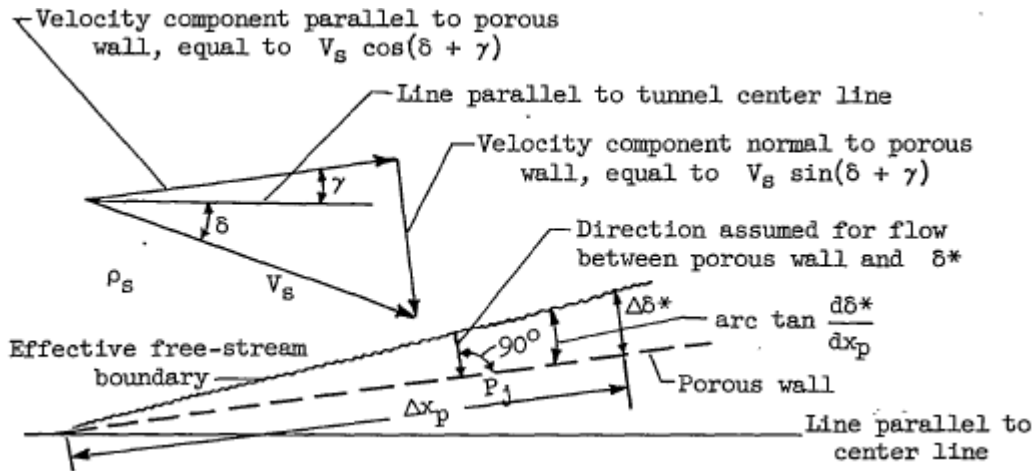


Figura 2.11 - Esquema del flujo de aire en la sección de pruebas con porosidades [41].

Empleando la gráfica de la Figura 2.12 como una aproximación válida que satisface la generalidad del método, se obtuvo el valor del coeficiente de descarga para flujo paralelo (σ) y se calculó, con la ecuación (2.4), la razón de abertura para cada uno de los ángulos de deflexión y números de Mach escogidos como parámetros. Posteriormente, los tres valores obtenidos de r para cada número de Mach de entrada, correspondientes a cada uno de los ángulos de deflexión, fueron promediados con el fin de determinar una razón de

abertura que representara adecuadamente el rango de valores de δ . Dichos valores promediados se presentan listados en la Tabla 2.1.

$$r = \frac{m_{nt}}{V_j \rho_j \sigma} \quad (2.4)$$

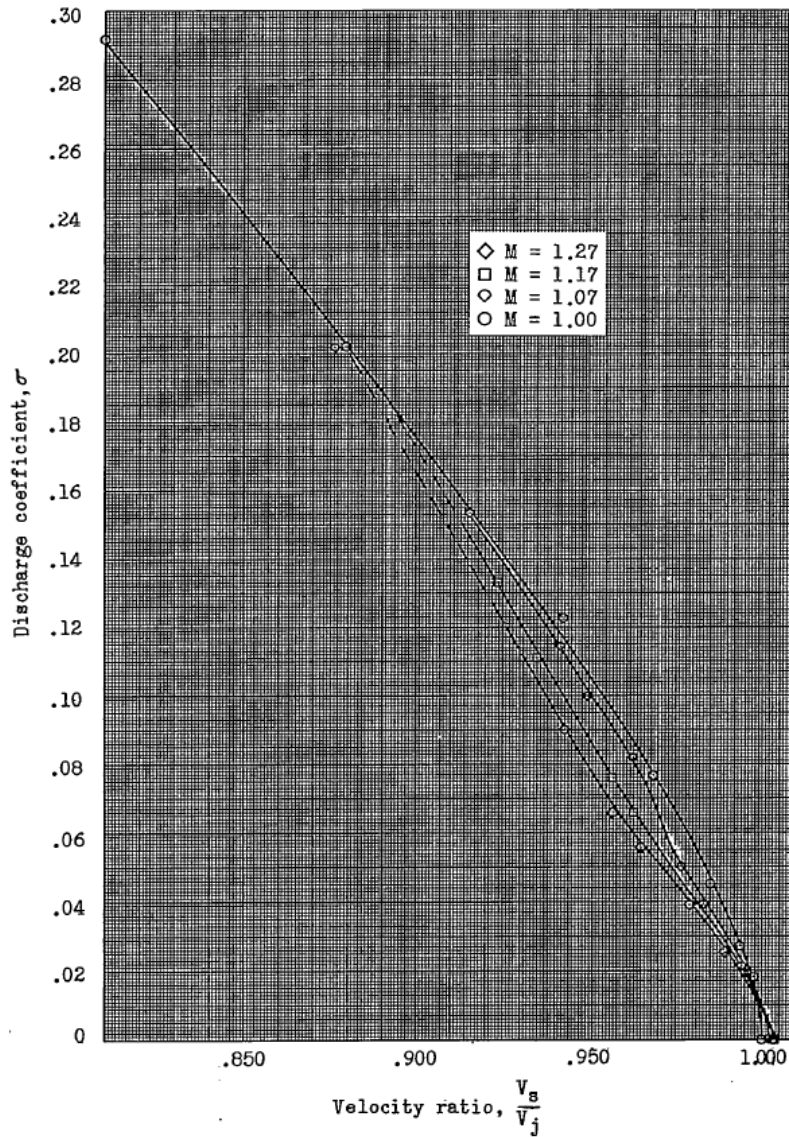


Figura 2.12 - Gráfica experimental del coeficiente de descarga en función de la razón entre velocidades para un espécimen de 41% de abertura con tasa de crecimiento de la capa límite de paredes sólidas de 0,002 [41].

	Números de Mach de corriente libre					
	1,1	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2
σ	0,222	0,257	0,288	0,439	0,328	0,328
mnt_2 [Kg/s-m ²]	25,914	25,823	25,720	25,690	25,539	25,604
r [%]	15,3	13,4	12,1	12,1	10,7	11,5

Tabla 2.1 - Valores promedio del coeficiente de descarga, flujo másico de descarga por unidad de área y porcentaje de abertura de la primera iteración donde no se considera el efecto de la capa límite.

Este cálculo de porcentaje de abertura inicial permitió realizar la estimación de la tasa de crecimiento de la capa límite en paredes porosas partiendo de los siguientes supuestos:

1. La tasa de crecimiento de la capa límite en paredes sólidas es de 0,002. Este valor se obtiene de ensayos experimentales en secciones de prueba de túneles transónicos y representa un valor típico de la capa límite que se forma en las paredes sólidas.
2. El porcentaje de abertura para cada número de Mach de entrada es el obtenido en la primera aproximación (aplicación del método sin incluir el flujo másico debido a la formación de la capa límite).
3. Condiciones de corriente libre y paredes paralelas ($\delta = 0$), donde $\rho_2 V_2 = \rho_1 V_1$
4. La relación expresada en la ecuación (2.5) vincula la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes porosas correspondiente a la razón de abertura calculada anteriormente, $\left(\frac{d\delta^*}{dx_p}\right)_r$, con la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes porosas correspondiente a un porcentaje de abertura de 41%, $\left(\frac{d\delta^*}{dx_p}\right)_{0,41}$.

$$\frac{r}{0,41} * \left(\frac{d\delta^*}{dx_p}\right)_{0,41} = \left(\frac{d\delta^*}{dx_p}\right)_r \quad (2.5)$$

Donde r es el porcentaje de paredes abiertas que se calculó asumiendo que no existía flujo másico de aire que necesitara extraerse para compensar la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes sólidas y porosas.

La relación se establece para un porcentaje de 41% puesto que es la razón de abertura para la cual se han elaborado las curvas de origen experimental mostradas en la Figura 2.13.

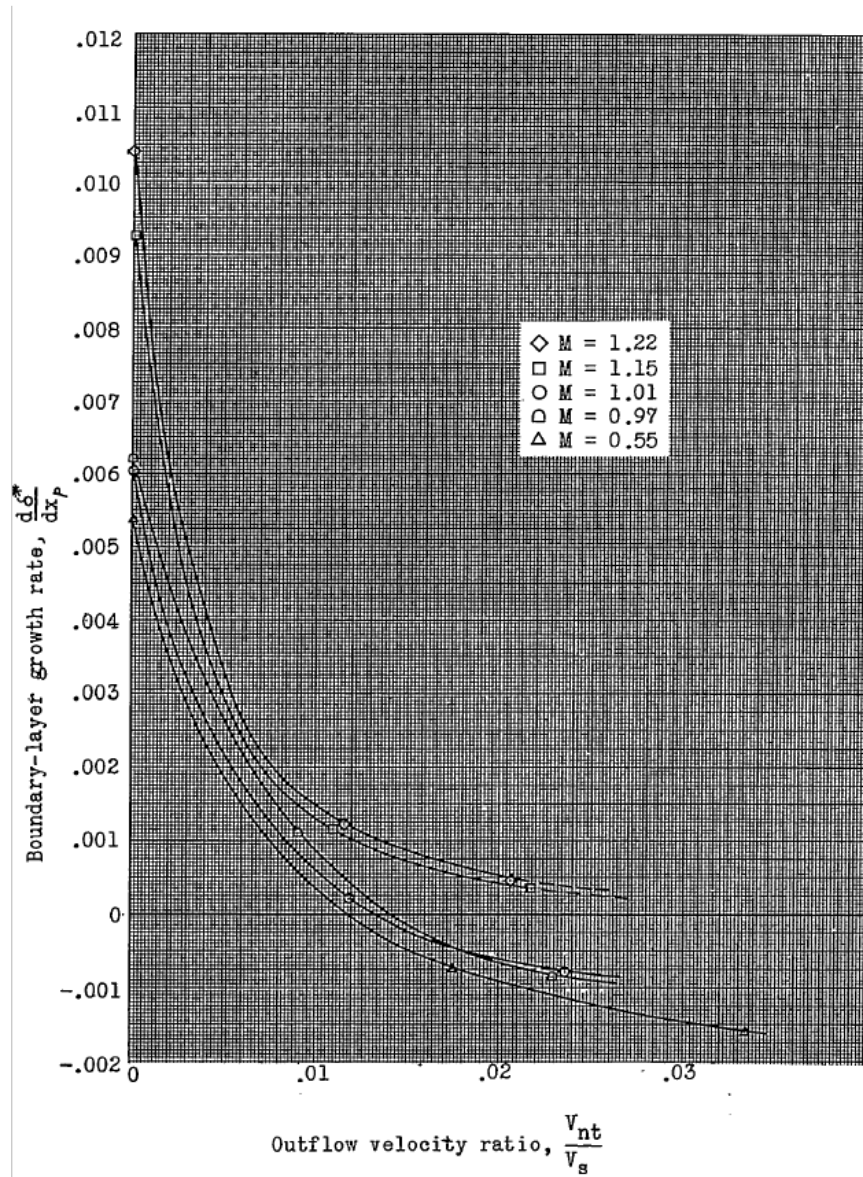


Figura 2.13 - Gráfica experimental de la tasa de crecimiento de la capa límite en paredes porosas en función de la razón de velocidades sobre un espécimen con porcentaje de abertura de 41% [41].

El procedimiento para estimar el crecimiento de la capa límite en las paredes porosas consistió en un proceso iterativo. En la primera aproximación se asumió que $\frac{d\delta^*}{dx_p} = 0$ y se calculó el flujo másico por unidad de área total que debía ser extraído por los poros en la región (1) mediante la ecuación (2.3). Seguidamente se calculó la componente normal de velocidad a las paredes porosas empleando la ecuación (2.6) y se determinó el valor de la razón entre esta última y la velocidad del flujo aguas arriba de la formación de la onda de choque ($\frac{V_{nt1}}{V_1}$).

$$V_{nt1} = \frac{m_{nt1}}{\rho_1} \quad (2.6)$$

Esta razón se utilizó en la curva de la Figura 2.13 como parámetro de entrada para hallar los valores de la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes porosas con un porcentaje de abertura de 41% correspondientes a cada número de Mach. Con estos y los valores de r calculados en la parte inicial se calcularon, mediante la ecuación (2.5), los valores de la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes porosas.

Incluyendo estos valores obtenidos para cada número de Mach de entrada, se calcularon nuevamente los valores de flujo másico por unidad de área total que debía ser extraído por los poros, correspondientes a cada número de Mach seleccionado aguas arriba de la formación de la onda de choque. Con estos valores se inició el proceso iterativo que dio como resultado los valores de la tasa de crecimiento de la capa límite en las paredes porosas para cada uno de los números de Mach seleccionados, que se presentan en la Tabla 2.2.

	Números de Mach de corriente libre					
	1,1	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2
$d\delta^*/dx_p$	0,00159	0,00146	0,00136	0,00137	0,0012	0,00139

Tabla 2.2 - Valores de la tasa de crecimiento de la capa límite en paredes porosas para cada uno de los números de Mach de corriente libre.

Incluyendo estos valores se calculó:

1. El flujo másico por unidad de área total que debía ser extraído por las porosidades asumiendo un ángulo de deflexión igual a cero para cada número de Mach de entrada. Dicho valor se denominó, de forma congruente con el método empleado m_{nt}' .
2. Los valores de flujo másico por unidad de área total que debía ser extraído por las porosidades en la región aguas abajo de la onda de choque (m_{nt2}), haciendo uso de la ecuación (2.3), para cada valor de ángulo de deflexión y número de Mach.

Posteriormente se asumieron valores para la relación P_j/P_{oj1} ligeramente menores a la razón P_1/P_{o1} para cada número de Mach (Ver Tabla 2.3). Con dichos valores se encontró la densidad y la velocidad de jet en la región (1) considerando los siguientes supuestos:

1. La presión de estancamiento de jet en la región (1) es igual a la presión de estancamiento en la misma región.
2. La densidad de estancamiento de jet en la región (1) es igual a la densidad de estancamiento en la misma región.
3. La velocidad del sonido de estancamiento de jet en la región (1) es igual a la velocidad del sonido de estancamiento en la misma región.
4. El flujo es isentrópico.

Se determinaron los respectivos coeficientes de descarga para las relaciones de velocidad en la región (1). Con los valores de densidad y velocidad de jet, y con la razón de abertura r calculada al principio para cada número de Mach se procedió a calcular el flujo másico que se requeriría extraer en la región aguas arriba de la formación de la onda de choque (m_{nt}), mediante la ecuación (2.4), para cada uno de los valores de la relación P_j/P_{oj1} asumidos.

Posteriormente se calcularon los valores de la presión estática del habitáculo a partir de los valores asumidos para la relación P_j/P_{oj1} . De estos, se selecciona para cada número de Mach, aquel que corresponda a un m_{nt} igual a m_{nt}' . Lo cual garantiza un flujo uniforme en la sección de pruebas durante los ensayos.

Con este nuevo valor de presión estática del habitáculo se calculan nuevamente los valores de densidad y velocidad de jet en la región (2) asumiendo los demás supuestos que se consideraron en el primer cálculo de los mismos. Con los valores de m_{nt2f} hallados al incluir el crecimiento estimado de la capa límite y los valores del coeficiente de descarga nuevamente determinados, se calcularon finalmente, los porcentajes de pared abierta óptimos para cada número de Mach seleccionado en la entrada de la sección de pruebas (r_f).

Las propiedades aerodinámicas en el habitáculo, el flujo másico de extracción total por unidad de área y el porcentaje de abertura óptimo se listan en la Tabla 2.3 para cada Mach de corriente libre. Tomando en cuenta que la máxima diferencia entre los porcentajes de abertura es del 5%, puede establecerse que el porcentaje de pared abierta de la sección de pruebas sea de 16,3% para todas las configuraciones de número de Mach en régimen transónico. Aunque lo anterior supone asumir pérdidas de flujo másico que alcanzan los 1.4 Kg/s, la simplificación lograda en el diseño de las estructuras y sistemas de control supera dicha desventaja, al asumir además, que los tiempos de prueba son inferiores a un minuto.

	Números de Mach de corriente libre					
	1,1	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2
Pj/Poj1	0,461	0,45	0,435	0,425	0,412	0,402
Pj [KPa]	156,740	153,000	147,900	144,500	140,080	136,680
Tj [°K]	271,101	269,292	266,772	265,040	262,823	261,022
Vj [m/s]	367,200	372,263	379,200	383,848	389,924	394,626
ρj [Kg/m³]	2,014	1,980	1,932	1,900	1,857	1,825
mnt_{2f} [Kg/s-m²]	28,580	28,381	28,195	28,168	27,882	28,088
r_f [%]	16,3	14,3	12,7	12,8	11,3	12,1

Tabla 2.3 - Valores de las propiedades aerodinámicas en el habitáculo, flujo másico de extracción total por unidad de área y porcentaje de abertura óptimo para los números de Mach de corriente libre.

3 DISEÑO DEL SISTEMA DE EVACUACIÓN DE AIRE DEL HABITÁCULO

3.1 Diseño conceptual

El sistema de evacuación de aire del habitáculo de una cámara de pruebas transónica, conocido como PES por sus siglas en inglés (*Plenum Evacuation System*), consiste en un conjunto de elementos cuya interacción permite el transporte del aire que es extraído por las porosidades a otro componente del túnel; en donde el fluido adquiere las condiciones adecuadas para ser retornado a la atmósfera. Este sistema garantiza además, la presurización del habitáculo a los valores de presión calculados mediante el método que determina el porcentaje de porosidad.

La mayoría de los sistemas de remoción de aire de cámaras de pruebas transónicas trabajan con un compresor; sin embargo, partiendo del hecho de que los valores de presión en el habitáculo se encontraban relativamente cercanos al valor de presión atmosférica (Ver Tabla 2.3), se planteó un sistema en el cual se aprovecharan las altas presiones presentes en los componentes del túnel anteriores a la sección de pruebas. Esto supuso también el ahorro del costo energético propio del trabajo de un compresor.

El sistema de evacuación propuesto se compone básicamente de una toma de presión y una descarga de fluido. La toma de presión, diseñada con el propósito de presurizar el habitáculo, se estableció en la tubería que viene de los tanques de aire comprimido en la zona posterior a la válvula reguladora principal del túnel. El fluido es llevado desde la toma hasta un punto en la parte superior del habitáculo, a través de una tubería y un sistema de válvulas. El sistema de válvulas elegido consistió en una válvula reguladora de presión, dado que el punto de toma se encontraba a valores de presión más elevados que los requeridos por el habitáculo, y una válvula antirretorno que evitara el flujo de aire desde el habitáculo hacia el punto de toma.

El sistema de descarga se planteó desde un punto en la parte inferior del habitáculo hasta la región de salida del difusor. Este sistema se compuso de una tubería y una válvula de alivio a la entrada de esta. La válvula cumple la función, junto con la reguladora, de mantener el habitáculo a la presión requerida y a su vez, descargar el flujo en el difusor, cuando al salir por las porosidades el aire aumente la presión dentro del habitáculo.

El esquema del sistema de evacuación de aire del habitáculo se muestra en la Figura 3.1 junto con los demás componentes ya establecidos del túnel trisónico.

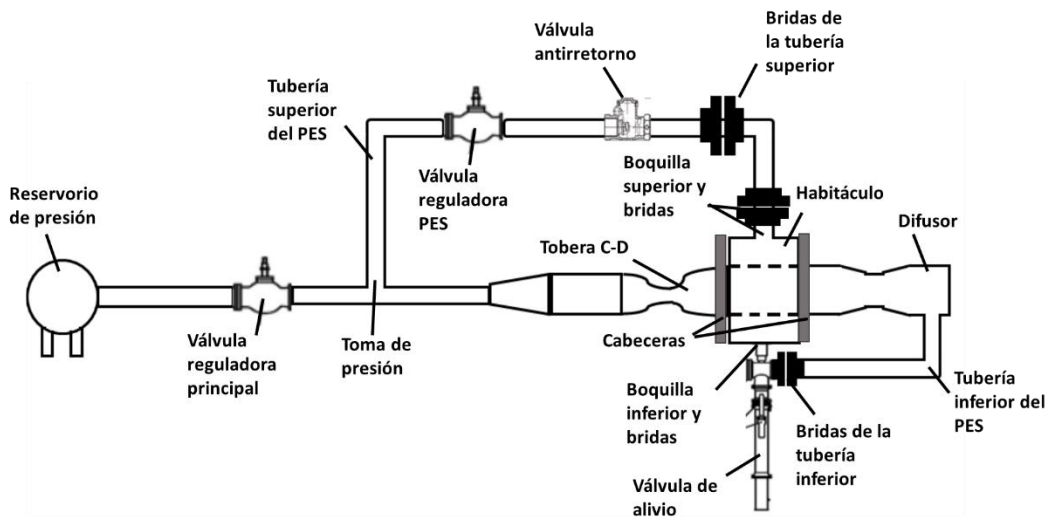


Figura 3.1 - Esquema del sistema de evacuación de aire del habitáculo en el túnel de viento trisónico.

3.2 Diseño aerodinámico del sistema de evacuación

3.2.1 Cálculos en la tubería superior del PES

El parámetro de diseño principal para el sistema de evacuación fue la presión requerida en el habitáculo para cada número de Mach de corriente libre seleccionado. Siendo estos valores de presión aquellos con los que el aire proveniente de la toma debía llegar al habitáculo, los valores de calibración de la válvula reguladora debían establecerse para cumplir este requerimiento.

En virtud de lo anterior, se estudió el sistema de operación de las válvulas reguladoras de presión. Dichas válvulas son calibradas a la presión de salida deseada (menor que la presión de entrada), sin embargo, estas trabajan realmente en un rango de presiones de salida que está influenciado por el caudal de operación. Es decir, que para una misma presión de calibración, diferentes valores de caudal admisibles variarían la presión de salida dentro de un rango establecido por el proveedor de la válvula. Considerando lo anterior como una ventaja, que permitiría calibrar la válvula en un solo valor de presión para las diferentes corridas de número de Mach, se definieron también como parámetros de diseño el diámetro de la tubería del PES y el caudal que fluye por esta. El diámetro de tubería seleccionado fue NPS 1-1/2 Schedule XH/80.

Como primera aproximación se seleccionaron valores de caudal bajo el supuesto de que no existían pérdidas en el tramo de tubería entre la válvula reguladora y el habitáculo; por lo cual los valores de presión de salida de la válvula serían iguales a los requeridos en el habitáculo. Estos valores de caudal se obtuvieron de las curvas de flujo suministradas por el proveedor de válvulas y conexiones Swagelok. Las curvas de flujo ilustran el desempeño de una reguladora en términos de la presión de salida (eje y) y el caudal (eje x), teniendo en cuenta además, las presiones de calibración y entrada [42]. La curva de flujo que se muestra en la Figura 3.2 representa el comportamiento de una válvula LPRS15; que corresponde a una válvula reductora de presión de resorte para bajas presiones, diámetro

nominal de 1-1/2", máxima presión de entrada de 16 bares y rango de control de presión de salida de 0.3 bar a 3 bares [43].

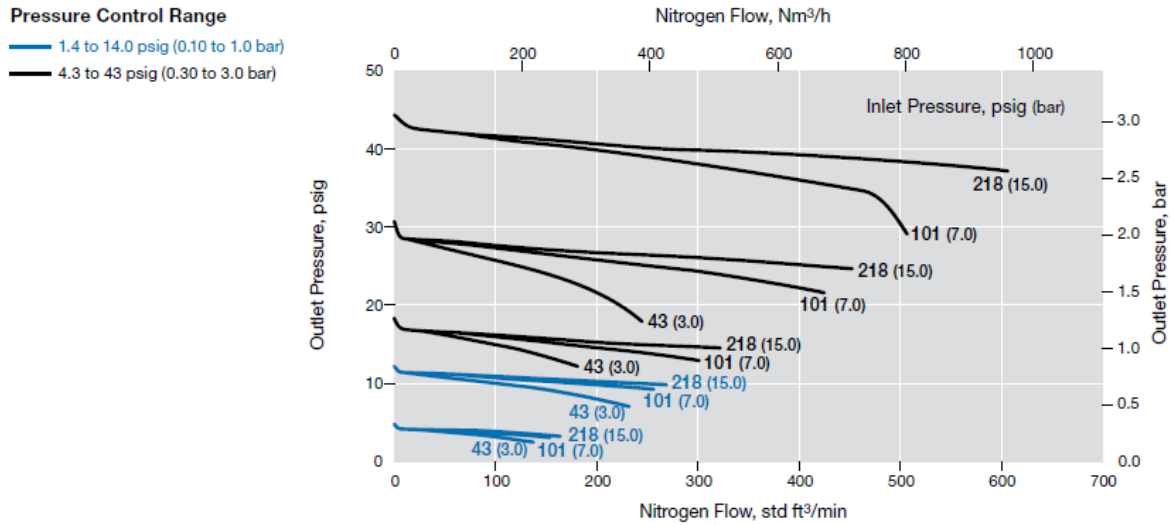


Figura 3.2 - Curva de flujo de la válvula reguladora de presión Swagelok referencia LPRS15 [43].

El rango de presiones de salida requerido (presiones en el habitáculo), que está definido entre los valores de 1,367 y 1,567 bares, se encuentra incluido dentro del rango de control del proveedor de 0.3 a 3 bares. A partir de estos valores fue posible seleccionar la presión de calibración de 2.112 bares. Las presiones de calibración están representadas en la curva como los valores de presión de salida cuando no existe caudal. Teniendo en cuenta el valor de presión de estancamiento para régimen transónico, que debe mantenerse constante a lo largo del túnel por condición de flujo isentrópico y superior a los valores de presión estática, la presión de entrada para la lectura en la curva se asumió de 3 bares. Adicionalmente se realizaron las correcciones para el tipo de fluido y temperatura reportadas en [42], puesto que la curva está dada para nitrógeno y temperatura ambiente. El factor de corrección del fluido para aire es de 0.98 y para una temperatura de 65°C (asumiendo la temperatura de estancamiento) de 0.93. Estos factores cambian la escala del caudal en la gráfica de forma que, para este caso particular, el valor de 100 std ft³/min indica un caudal de aire de 91,14 std ft³/min a 65°C.

Con los parámetros de entrada a la gráfica seleccionados se procedió a determinar los valores de caudal para cada presión de habitáculo requerida (Ver Tabla 3.1). Es importante tener en cuenta que los valores de flujo de la curva se encuentran en SCFM (*standard cubic feet per minute*), lo que corresponde a condiciones estándar. Por lo anterior los valores obtenidos se convirtieron a valores en ACFM (*actual cubic feet per minute*) mediante la ecuación (3.1), que corresponden a las condiciones reales del flujo.

$$ACFM = SCFM * \frac{P_{std} - (RH_{std} * PV_{std})}{P_b - (RH_a * PV_a)} * \frac{T_a}{T_{std}} * \frac{P_{bar}}{P_a} \quad (3.1)$$

	Presiones del habitáculo [KPa]					
	156,7	153	147,9	144,5	140,1	136,7
\dot{Q} real [m³/s]	0,0215	0,023	0,0237	0,0244	0,0252	0,0259

Tabla 3.1 - Valores de caudal para cada presión del habitáculo asumiendo que no existen pérdidas en el tramo de la tubería.

De estos valores de caudal y considerando que las propiedades de estancamiento se conservan a lo largo de la tubería, se calcularon las propiedades aerodinámicas empleando relaciones isentrópicas. Las presiones estáticas obtenidas a la entrada de la válvula oscilan muy cercanas a la presión de estancamiento considerada como presión de entrada, al igual que la temperatura, que se mantiene constante en 65°C. El número de Mach máximo calculado fue de 0,05.

Puesto que para valores de número de Mach inferiores a 0,3 el flujo puede considerarse incompresible, se asumió la validez de la ecuación de Bernoulli (ecuación (3.2)) para calcular las pérdidas en el tramo de tubería y así determinar las presiones de salida reales de la válvula, necesarias para suministrar las presiones requeridas en el habitáculo.

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + \text{perdidas}(1,2) \quad (3.2)$$

La válvula antirretorno por gravedad seleccionada fue una Swagelok de referencia SS-58S12, diámetro nominal de ¾" y cuerpo de acero inoxidable [44]. El tramo de tubería de estudio se definió entre dos puntos: salida de la válvula reguladora de presión (punto 4) y entrada al habitáculo por la parte superior (punto 5), teniendo en cuenta la reducción de área. Entre dichos puntos se aplicó el principio de Bernoulli para calcular las pérdidas y con estas las presiones en el punto 4, que representan las presiones de salida requeridas de la válvula.

Los valores de velocidad en el punto 4 y 5 se calcularon a partir del área de la tubería en el punto respectivo y del caudal determinado bajo el supuesto de no existencia de pérdidas (ecuación de continuidad para flujo incompresible). Las presiones en el punto 5 corresponden a las presiones en el habitáculo y los valores de h_4 y h_5 son de 0.6 y 0.45 respectivamente, medidos desde la línea central de la cámara de pruebas.

Las pérdidas por recorrido se calcularon a partir de la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación (3.3)) donde el valor de f se determinó a partir del diagrama de Moody empleando un valor de rugosidad absoluta de 0,06 mm para acero comercial. Las pérdidas por accesorios fueron determinadas mediante la ecuación (3.4). Los valores de f y K se muestran en la Tabla 3.2.

$$h = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (3.3)$$

Donde L y D son la longitud y el diámetro de la tubería respectivamente.

$$h = K * \frac{V^2}{2g} \quad (3.4)$$

	f	K
Tramo de tubería 1-1/2"	0,024	-
Reducción de 1-1/2" a 3/4"	-	0,37 ^[45]
Tramo de tubería de 3/4"	0,028	-
Válvula antirretorno	-	2,2 ^[46]
Codo 90°	-	0,6 ^[47]

Tabla 3.2 - Valores de coeficiente de fricción y coeficiente de accesorios de tubería.

Posteriormente y mediante un proceso iterativo se determinaron los caudales necesarios para obtener las presiones de salida (punto 4) calculadas, manteniendo las presiones requeridas en el habitáculo. Dichos resultados se muestran en la

Tabla 3.3. Finalmente se realizó el cálculo de las pérdidas en el tramo de tubería entre la toma (punto 3) y la entrada a la válvula reguladora (punto 3'). En este tramo solo existen pérdidas por recorrido y su valor solo representa una disminución del 1% en la presión de entrada a la válvula reguladora, por lo cual la presión de 3 bares utilizada en la curva de flujo continua siendo válida para los cálculos.

	Presiones del habitáculo [KPa]					
	156,7	153	147,9	144,5	140,1	136,7
P₄ [KPa]	165,1	162,8	159,7	157,9	155,1	152,7
Q̇ real final [m³/s]	0,018	0,019	0,0202	0,021	0,0215	0,0217

Tabla 3.3 - Valores de presión de salida de la válvula reguladora y caudal.

3.2.2 Cálculos en la tubería inferior del PES

El sistema de descarga se diseñó considerando que las presiones a la entrada de la válvula de alivio, equivalentes a la presión de calibración, son iguales a las presiones a las que debe mantenerse el habitáculo. El flujo másico que sale por las porosidades se calculó para un porcentaje de pared abierta de $r_f = 16.3\%$ para cada una de las configuraciones de número de Mach, empleando la ecuación (3.5). Por su parte el flujo másico que entra al habitáculo por la tubería de toma de presión, se calculó a partir de las propiedades determinadas con anterioridad en la tubería superior del PES utilizando la ecuación de continuidad (ecuación (1.29)). Estos valores se reportan en la Tabla 3.4.

$$\dot{m}_p = 2 * \dot{m}nt_{2f} * A_p \quad (3.5)$$

Donde A_p es el área abierta por cada lado y se expresa como:

$$A_p = r_f * h_{TS} * L \quad (3.6)$$

Con el propósito de que el aire que se descargue al difusor llegue a este punto con una velocidad baja que facilite su tratamiento, se eligió una válvula de alivio con diámetro nominal de entrada de 8". La válvula seleccionada corresponde a la referencia 26TA10 del proveedor Curtiss Wright. Una válvula de orificio tipo T con diámetro nominal de entrada y salida de 8" y 10" respectivamente, cuerpo de acero y resorte de aleación de cromo cuyo desempeño es de 448.159 KPa de presión de calibración máxima en un rango de temperatura de servicio de -30°C a 426.7°C. El tipo de orificio y referencia de la válvula fueron elegidos a partir de la tabla de capacidades de aire y el gráfico de selección, respectivamente. La tabla de capacidades muestra la capacidad máxima de caudal de la válvula para la presión de calibración requerida y el gráfico de selección tiene en cuenta los parámetros de presión de calibración y temperatura del fluido [48].

El cálculo de las propiedades del fluido que es descargado en el difusor se realizó teniendo como base el flujo que entra al habitáculo por la tubería superior del PES (INL PES) y el flujo que sale por las porosidades. Utilizando la ecuación (3.7) (una forma de la ecuación de conservación de la energía), la ecuación de continuidad y la ecuación de gases ideales, se determinaron las propiedades de temperatura y velocidad a la entrada de la válvula. Posteriormente, considerando la incompresibilidad del fluido bajo estas condiciones, se determinaron los valores de las propiedades en la salida de la válvula a partir de las mismas ecuaciones. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 3.4.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{INL\ PES} \left(Cp * T_{INL\ PES} + \frac{V_{INL\ PES}^2}{2} + g * z_{INL\ PES} \right) + \frac{\dot{m}_p}{2} \left(Cp * T_j + \frac{V_j^2}{2} + g * z_{psup} \right) + \frac{\dot{m}_p}{2} \left(Cp * T_j + \frac{V_j^2}{2} + g * z_{pinf} \right) \\ = \dot{m}_{OUT\ PES} \left(Cp * T_{OUT\ PES} + \frac{V_{OUT\ PES}^2}{2} + g * z_{OUT\ PES} \right) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Los valores de z son medidos teniendo como referencia la línea central de la cámara transónica.

		Presiones del habitáculo [KPa]					
		156,7	153	147,9	144,5	140,1	136,7
Ma de corriente libre		1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20
$\dot{m}_{INL\ PES}$	[Kg/s]	0,063	0,066	0,071	0,074	0,075	0,076
$V_{INL\ PES}$	[m/s]	63,49	66,50	71,14	74,06	75,78	76,49
\dot{m}_p	[Kg/s]	4,660	4,630	4,597	4,593	4,546	4,579
T_j	[°C]	-2,15	-3,85	-6,45	-8,25	-10,35	-12,15
V_j	[m/s]	367,00	372,00	378,70	383,20	389,00	393,50
$\dot{m}_{OUT\ PES}$	[Kg/s]	4,723	4,696	4,668	4,667	4,621	4,655
$T_{OUT\ PES\ (8")}$	[°C]	60,94	60,93	60,61	60,33	60,26	59,92
$V_{OUT\ PES\ (8")}$	[m/s]	89,54	91,18	93,66	95,76	97,79	100,85
$T_{OUT\ PES\ (10")}$	[°C]	63,39	63,33	63,24	63,16	63,08	62,96
$V_{OUT\ PES\ (10")}$	[m/s]	56,81	57,85	59,42	60,75	62,04	63,98
$P_{OUT\ PES\ (10")}$	[KPa]	157,85	154,10	149,07	145,73	141,29	137,95

Tabla 3.4 - Valores de diversas propiedades del flujo en el sistema de descarga determinadas para cada número de Mach de corriente libre seleccionado.

3.3 Diseño estructural del sistema de evacuación

El diseño estructural del sistema de evacuación de aire del habitáculo se basó en el cálculo de esfuerzos de presión admisibles y espesores mínimos para las diferentes tuberías escogidas, selección de bridas para las uniones y elección de un soporte adecuado para el tramo de tubería superior. Las ecuaciones y criterios empleados para dichos cálculos pertenecen a los definidos por el código ASME para tuberías de presión B31.1 [49].

3.3.1 Cálculo de esfuerzos admisibles y espesores mínimos para tuberías

Según lo establecido por la norma para tuberías de presión, el espesor mínimo de la tubería está dado por la ecuación (3.8); donde E_t hace referencia al factor de junta para uniones soldadas que depende del tipo de material, y es un coeficiente que depende del material y la temperatura y A un espesor adicional que se aplica en casos de presiones elevadas. El término S_t corresponde al esfuerzo admisible del material. Los valores de dicho esfuerzo se hallan reportados para diferentes temperaturas en las tablas de especificaciones de materiales en los apéndices de la misma norma.

$$t_{tmin} = \frac{P_{tmax} * D_{ext,t}}{2(S_t * E_t + P_{tmax} * y)} + A \quad (3.8)$$

El esfuerzo longitudinal de presión, definido por la ecuación (3.9), no debe exceder el valor de esfuerzo admisible del material para la condición de temperatura máxima de operación.

$$S_{Lp} = \frac{P_{tmax} D_{ext,t}}{4t_{tn}} \quad (3.9)$$

El material seleccionado fue un acero SA-36 con esfuerzo admisible de 104,8 MPa para un rango de temperaturas de servicio de -30°C a 343°C y factor de junta de 0,92. El valor del coeficiente γ se obtuvo de la Tabla 104.1.2(A) incluida en el código y fue de 0,4 considerando la composición del material y una temperatura de operación inferior a 482°C. Dado que las presiones de servicio no son elevadas el termino A no se consideró en la ecuación (3.8). Los resultados obtenidos se presentan a continuación en la Tabla 3.5.

		Tubería superior del PES		Tubería inferior del PES
		Tubería 1-1/2"	Tubería 3/4"	Tubería 10"
P_{tmax}	[Kpa]	339,5	165,1	157,85
Do_t (API)	[m]	0,048	0,027	0,27305
t_{tmin}	[m]	0,000085	0,000023	0,00022
t_{tn} (API)	[m]	0,005	0,004	0,009
S_{Lp}	[Kpa]	816	278,6	1161,88

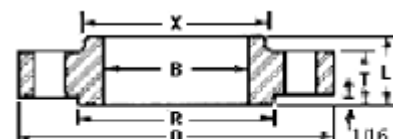
Tabla 3.5 - Valores del cálculo de esfuerzos y espesores mínimos en las tuberías.

3.3.2 Selección de bridas para las uniones en las tuberías

Partiendo del hecho de que la cámara de pruebas transónica debe adaptarse a la configuración del túnel trisónico y a la condición de intercambiabilidad con la cámara de pruebas subsónica/supersónica, las tuberías superior e inferior del PES deben poder desarticularse en ciertos puntos. Con el propósito de satisfacer este requerimiento se planteó la configuración que se ilustra de manera esquemática en la Figura 3.1, donde por medio de conexiones de bridas, los tramos de tubería pueden desensamblarse cuando el montaje lo demande.

La selección de las bridas para ambas conexiones se realizó empleando el estándar ASME B16.5 para conexiones con bridas. Para el tramo de tubería de 3/4" se escogió un par de bridas slip-on (Ver Figura 3.3) clase 150 cuya presión máxima de operación es de 1379 KPa para una temperatura de hasta 204°C [50]. Así mismo, se decidió que el punto de conexión de la tubería inferior del PES sería directamente la conexión de salida de la válvula de alivio (NPS 10"). Por especificación del catálogo de la válvula las bridas usadas para esta referencia también son slip-on de clase 150 [48].

Con el fin de obtener la precarga requerida en los pernos y el factor de seguridad contra la separación, se hallaron las cargas de diseño de los pernos mediante el procedimiento descrito en el parágrafo 4.16 del código ASME de recipientes a presión que hace referencia a las conexiones con bridas. Dicho procedimiento consiste en determinar las cargas en los pernos tanto para la condición de operación como para la condición de asentamiento del empaque [24].



Slip- On

Figura 3.3 - Esquema de una brida ANSI B16.5 de tipo slip-on.

Inicialmente se seleccionó el material del empaque de la bridas, un elastómero con bajo porcentaje de fibra mineral y dureza Shore inferior a 75A, debido a la absorción de energía que garantiza. A partir del material escogido y de las dimensiones estándar de los empaques [51], se determinaron los valores de diversos factores listados en la norma (G, b, m), que se emplean en las ecuaciones de cálculo de las cargas de diseño de los pernos. La ecuación (3.10) se emplea para determinar la carga de diseño del perno para la condición de operación mientras la ecuación (3.11) se usa para la condición de asentamiento del empaque.

$$W_o = 0.785G^2P_{tmax} + 2b\pi GmP_{tmax} \quad (3.10)$$

Donde G es el diámetro en la localización de la fuerza de reacción del empaque, b el ancho del contacto efectivo del empaque y m el factor del empaque para la condición de operación.

$$W_g = \left(\frac{A_m + A_{pr}}{2} \right) S_{pr,g} \quad (3.11)$$

Donde A_m es el área transversal de los pernos mínima requerida, determinada a partir de los factores anteriormente mencionados [24], A_{pr} es el área del diámetro menor de los pernos [27] y $S_{pr,g}$ el esfuerzo admisible para el perno evaluado en la temperatura de asentamiento del empaque. Este esfuerzo se determina de la Tabla 3. Sección II.D del código ASME para el material de los pernos [52]. Los cálculos se realizaron para pernos de acero SA-574/AISI 4037 con un esfuerzo admisible de 241 MPa para un rango de temperaturas de -30°C a 300°C. El diámetro nominal de los pernos, que se muestra en la Tabla 3.6, junto con las cargas de diseño resultantes, tiene un valor estándar para cada tamaño de brida.

	d_{npr} [in]	G [m]	b [m]	m	Ab [m ²]	Am [m ²]	W_o [KN]	W_g [KN]
Bridas NPS 3/4"	1/2	0,035	0,0045	0,5	8,1E-05	9,9E-07	0,2396	9,8803
Bridas NPS 10"	7/8	0,098	0,225	0,5	0,00027	0,00005	12,1904	38,6302

Tabla 3.6 - Factores dimensionales de pernos y empaques y cargas de diseño resultantes de los pernos.

La precarga (Fi), necesaria para garantizar la impermeabilidad de la junta en la condición de operación, se sugiere que tenga un valor de 0.75 veces la carga de prueba (Fp) para conexiones no permanentes. Esta última se obtiene de multiplicar el área de esfuerzo de tensión del perno por la resistencia de prueba, que se obtiene de tablas según el material. Puesto que el material seleccionado corresponde a un acero de aleación de medio carbono templado y revenido, la resistencia de prueba es de 827,37 MPa [27]. Con los valores de precarga, cargas de diseño y constante de rigidez (C) se calcularon los factores de seguridad contra la separación para la condición de operación y condición de asentamiento del empaque mediante la ecuación (3.12) y (3.13) respectivamente.

$$n_o = \frac{Fi}{W_o * (1 - C)} \quad (3.12)$$

$$n_g = \frac{Fi}{W_g * (1 - C)} \quad (3.13)$$

Los valores de las variables previamente descritas se listan en la Tabla 3.7.

	d_{npr} [in]	F_i [KN]	C	n_o	n_g
Bridas NPS 3/4"	1/2	56,808	0,93	3451	84
Bridas NPS 10"	7/8	184,957	0,95	332	105

Tabla 3.7 - Valores de precarga de los pernos y factores de seguridad contra la separación.

3.3.3 Selección de soporte para tramo de tubería superior

La configuración de conexiones propuesta para el sistema de evacuación de aire implica que el tramo de la tubería superior del PES que contiene la válvula reguladora y antirretorno debe ser soportado externamente. Para dar cumplimiento a este requisito se seleccionó un soporte de tipo *hanger rod* avalado en la norma como un tipo de soporte rígido adecuado para tuberías de presión (Ver Figura 3.4). El tamaño nominal de los pernos que soportan la carga de la tubería se calculó considerando el peso promedio de la misma, que se resume en la Tabla 3.8.

El valor de carga total del tramo de tubería superior es de 0,40699 KN, por lo cual de la Tabla 121.7.2(A) suministrada por la norma se selecciona un soporte con varilla roscada de diámetro nominal de 3/8". Adicionalmente y en concordancia con lo establecido por la norma (Tabla 121.5) se define que dos puntos de soporte con una separación máxima de 2.7 m entre ellos es conveniente [49].

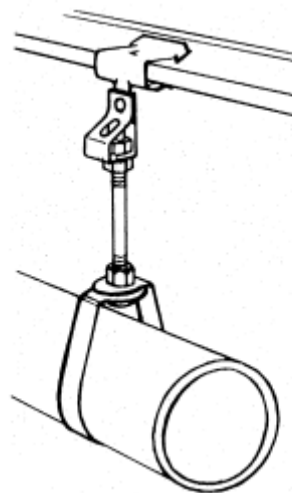


Figura 3.4 - Esquema de un soporte tipo *hanger rod* [79].

	Masa [Kg]	Carga [KN]
Tramo de tubería 1-1/2"	30,077	0,295
Tramo de tubería 3/4"	0,453	0,004
Válvula reguladora	10	0,098
Válvula antirretorno	1	0,010

Tabla 3.8 - Valores de carga que representan los distintos componentes del tramo de tubería superior.

4 SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN Y TÉCNICA DE VISUALIZACIÓN ESTÁNDAR

4.1 Consideraciones sobre la localización del modelo y los tipos de soporte

Los perfiles de ensayo tanto bidimensionales como tridimensionales deben ubicarse en la línea central del flujo dentro de la sección de pruebas y en puntos adecuados, con el propósito de aumentar la confiabilidad de los datos experimentales que se obtengan. Dichos puntos se denominan estaciones y se definen para cada cámara de pruebas mediante análisis experimentales. Sin embargo, es posible extraer información de referencias bibliográficas que permite establecer, de forma a priori, el rango de localizaciones óptimas de un perfil dentro de la sección. Según estudios desarrollados en túneles transónicos de la NASA, se podrían establecer como parámetros de diseño conceptual las siguientes restricciones [53], [54]:

1. La nariz del modelo no debe posicionarse antes del 38% de la longitud de la sección de pruebas.
2. La base del modelo debe estar siempre por delante del 97% de la longitud de la sección.

Lo anterior, tomando en consideración que el flujo debe encontrarse completamente desarrollado en el momento en que se encuentra con el modelo y que a la salida de la sección de pruebas es probable que se produzca una disminución significativa del número Mach, que no es deseable incluir en los datos experimentales del modelo [54].

El posicionamiento de los perfiles aerodinámicos dentro de la sección se realiza mediante soportes especialmente diseñados para los mismos. Existen diversos tipos de soportes según el tipo de modelo y de medición. En las mediciones de tipo externo los instrumentos de medición son localizados por fuera del modelo y del túnel, y el soporte debe transmitir las cargas aerodinámicas en el modelo hacia el exterior. Por el contrario en las mediciones de tipo interno, la instrumentación es localizada dentro del modelo y el soporte simplemente provee un camino para que la información pase del modelo al sistema de adquisición de datos [55].

Según el tipo de modelo se definen diversos tipos de soportes. Para el montaje de modelos tridimensionales en cámaras de pruebas transónicas se emplea ampliamente el soporte *sting-strut*, para mediciones de tipo externo o interno, mostrado en la Figura 4.1. La principal ventaja de este soporte para el uso en régimen transónico radica en la baja interferencia que genera con el campo de flujo [55].

Este tipo de soporte se compone básicamente del *sting*, que es el elemento en donde se monta el modelo y que generalmente tiene forma de agujón y un diámetro máximo de 0.3 veces el diámetro base del perfil [40]. Y del *strut head*, que consiste en el elemento que se ancla al suelo de la cámara o plataforma y que le da movilidad al *sting* para posicionar al modelo en diferentes configuraciones de *pitch* y *yaw* (Ver Figura 4.2). Otros elementos, conocidos como extensores del *strut head*, han sido desarrollados en la actualidad con el propósito de aumentar la longitud de los soportes y posicionar modelos en un rango más amplio de estaciones sin perder la rigidez necesaria [54].

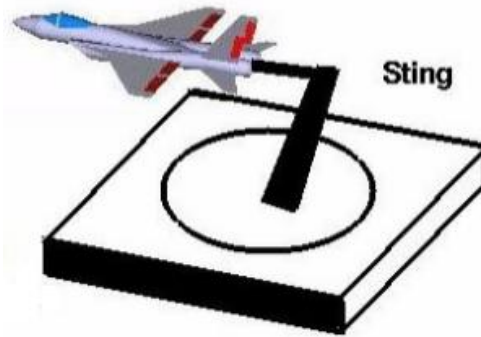


Figura 4.1 - Soporte tipo *sting-strut* [55].

Los modelos bidimensionales, por su parte, deben ubicarse de lado a lado de la sección de pruebas. La mayoría de los soportes de estos perfiles están diseñados bajo la configuración ilustrada en la Figura 4.3. Sin embargo, para evitar las complicaciones que dicho montaje supone en la estructura típica de una cámara de pruebas transónica, se han realizado diversos soportes especialmente diseñados para la configuración particular de varios diseños de estas cámaras [56].



Figura 4.2 - Plataforma de montaje para un soporte tipo *sting-strut* [57].

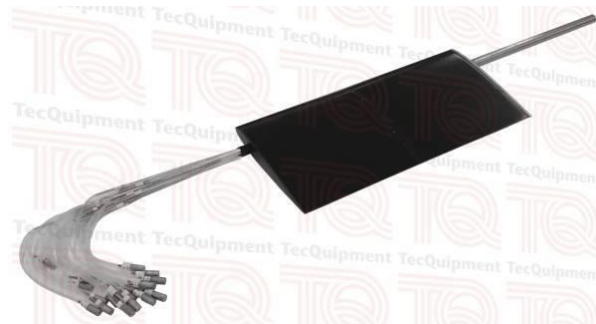


Figura 4.3 - Configuración de soporte comercial típico para modelos bidimensionales [58].

Considerando el punto anterior, que expone la complejidad que puede presentar el montaje de un perfil en régimen transónico debido a la composición estructural de la cámara (sección de pruebas contenida en habitáculo y perforaciones), muchos de los túneles de viento que operan en este régimen han incluido en sus diseños la denominada *model cart*. Una *model cart* es un recipiente o cámara que se ubica posterior a la cámara de pruebas y se diseña especialmente para ubicar los sistemas de soporte de los modelos de ensayo [10].

4.2 Selección de los instrumentos de medición

4.2.1 Instrumentación en modelos

La medición de las fuerzas y propiedades aerodinámicas en los modelos se realiza con instrumentos de medición que son directamente ubicados dentro de ellos. Los modelos, según su diseño y/o proveedor, vienen dotados de sensores de presión, sensores *hot-film* y sensores de fuerza o celda de carga.

Los sensores de presión consisten en perforaciones diminutas perpendiculares a la superficie del modelo que actúan como tomas de presión estática. Largos y delgados tubos, denominados tubos de presión, conectan estos orificios a un transductor de presión a través del soporte del modelo [59]. Todos los orificios deben estar a nivel con la superficie y sin rebabas para asegurar la medición de datos confiables [10].

Los sensores *hot-film* empleados en modelos consisten generalmente en una película delgada metálica térmica depositada en un sustrato que es montado en la superficie del perfil [60]. Por su parte, las celdas de carga son diseñadas para realizar la medición de las tres fuerzas (*lift*, *drag* y *side*) y tres momentos (*pitch*, *roll* y *yaw*) que se generan en los modelos [59].

4.2.2 Instrumentación en el campo de flujo

Las mediciones de presión, velocidad y flujo angular en el campo de flujo se realizan típicamente con sondas de presión. Estas sondas vienen diseñadas en diversas configuraciones de tipo comercial que funcionan para distintos propósitos y en diferentes medios. Considerando las particularidades del flujo en régimen transónico, dichas sondas de presión se adaptan o modifican para generar la configuración adecuada que permita la medición de estas propiedades en el campo de flujo.

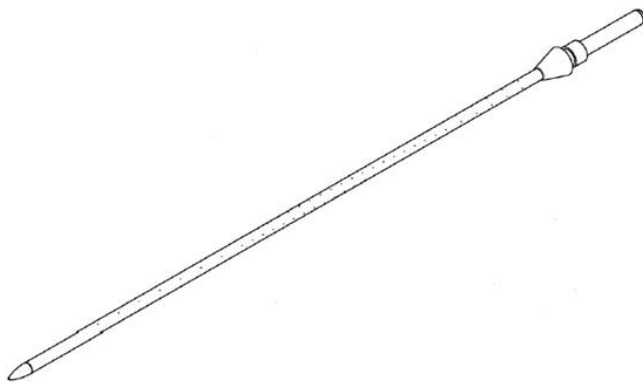


Figura 4.4 - Representación esquemática de una sonda de presión pitot-estática multi-agujero de nariz ojival [61].

El diseño recomendado para la aplicación en la cámara de pruebas, ilustrado de manera esquemática en la Figura 4.4, consiste en una sonda de presión pitot-estática multi-agujero de nariz ojival y relación de bloqueo baja, que evita la formación de ondas de choque pronunciadas y la interferencia por bloqueo. La sonda, que permite su montaje en el soporte de tipo *sting-strut*, debe tener la longitud y rigidez suficientes para que el extremo de la nariz pueda ubicarse un poco antes de la entrada a la sección de pruebas. Esta condición refuerza la prevención en la formación de ondas de choque dentro de la sección [61].

Estos tipos de sonda funcionan bajo el mismo principio que los sensores de presión de los modelos descritos con anterioridad. Los orificios que actúan como tomas de presión estática se distribuyen en la superficie de la sonda y a lo largo de su longitud. La distancia de separación recomendada entre los orificios se especifica en detalle en el manual “*Aerothermodynamic Test Instrumentation and Measurement*”, pero se establece que dicha separación debe ser menor entre los orificios que se encuentran en las estaciones donde la distribución del número de Mach debe ser determinada con mayor precisión [62]. Adicional a estas perforaciones, la sonda cuenta con un orificio en la punta de la nariz para la medición de la presión de estancamiento y orificios en la circunferencia de la base ojival para la medición de las componentes de velocidad del flujo (angularidad de flujo).

Las mediciones de humedad son importantes ya que permiten monitorear de forma constante la condición del fluido, para de ser necesario, tomar las acciones pertinentes que garanticen un aire de prueba seco. Para este tipo de régimen del fluido se emplean sensores de humedad digitales y/o capacitivos con medición de punto de rocío [18].

Los dos tipos de sensores propuestos para la medición de humedad en la cámara transónica corresponden a las referencias HIH-4602-A/C Series de la marca *Honeywell* y HTU20D(F) de la marca *Measurements Specialties*. El primero consiste en un sensor monolítico de condensador plano con revestimiento de polímero que contiene un termistor integral o un RTD integral de precisión según se solicite. El sensor, cuyo montaje es por interferencia, permite la detección de la temperatura y humedad relativa. El sensor de temperatura está conectado térmicamente con el sensor de humedad relativa, haciendo posible la medición del punto de rocío [63]. Las especificaciones de desempeño del sensor y las dimensiones de montaje se muestran en la Figura A.0.1 y la Figura A.0.2 del Anexo I, respectivamente.

El sensor HTU20D(F) es un dispositivo plano soldable de salida digital con un filtro de PTFE y membrana de revestimiento, que protege contra la contaminación por partículas y conserva un tiempo de respuesta alto. El sensor tiene una interfaz directa con un micro-controlador que permite la salida digital de mediciones de humedad y temperatura [64]. La Figura A.0.3 y Figura A.0.4 del Anexo I, respectivamente, muestran las especificaciones de desempeño y las dimensiones de montaje del sensor.

Para la medición de las intensidades de turbulencia se seleccionó una sonda de película caliente (*film probe*) de tipo *fiber-film triple sensor* del catálogo *Dantec Dynamics*. Este tipo de sonda se eligió basándose en las condiciones del medio (aire a bajas y medianas temperaturas), condiciones del flujo (velocidades medias y altas en flujo tridimensional) y variable de medición (intensidades y esfuerzos de turbulencia). Los sensores de estas sondas son películas de níquel depositadas por pulverización catódica en un sustrato de cuarzo. Las películas son protegidas por un recubrimiento de cuarzo de 0.5 μm de espesor que previene la oxidación y el desgaste.

Las sondas triples o tri-axiales tienen tres sensores mutuamente perpendiculares que forman un sistema ortogonal con un cono de 70.4° . Dichas sondas se usan para la medición de las tres componentes de la velocidad en un campo de flujo tridimensional, a partir de lo cual proveen la información para el cálculo del tensor de esfuerzos de Reynolds. Considerando lo anterior se seleccionó una sonda *fiber-film* tri-axial de referencia 55R95 (Ver Figura 4.5). Estas sondas utilizan un anemómetro de la línea *StreamLine Pro*, que es controlado por ordenador e integrado con calibración automática [65]

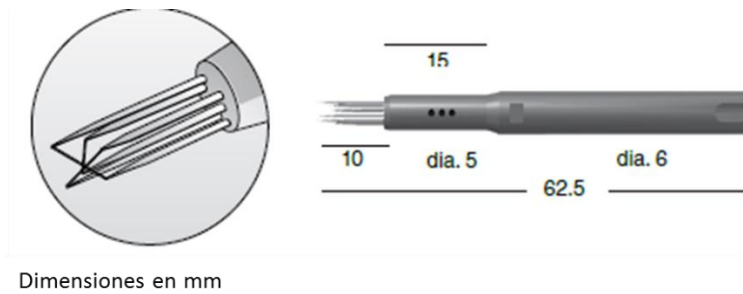


Figura 4.5 - Configuración y dimensiones de una sonda tipo *fiber-film* tri-axial [65].

La sonda viene diseñada para montarse en un soporte recto de acero inoxidable que tiene tres cables con revestimiento de PTFE con conectores BNC desmontables, como se muestra en Figura 4.6.

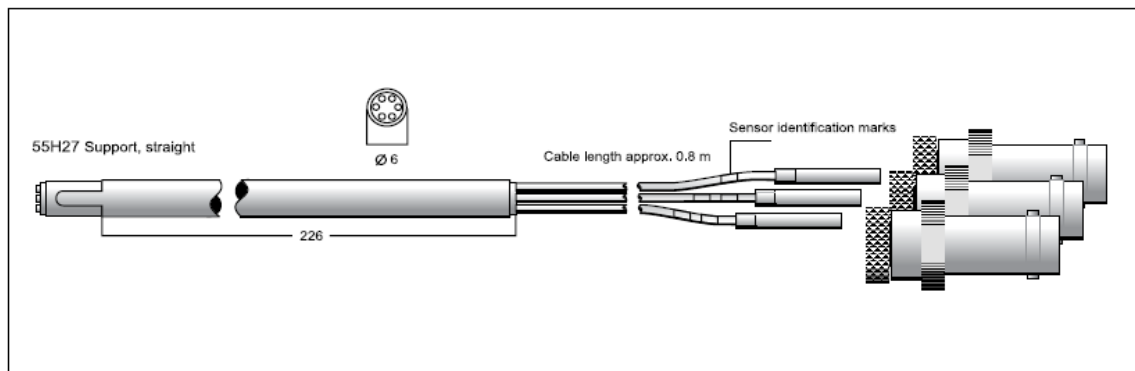


Figura 4.6 - Soporte para una sonda de prueba tri-axial [65]

Finalmente se escogió un sistema de prueba acústico como herramienta para contribuir al entendimiento y mitigación de este fenómeno, cuyas fuentes de generación en cámaras transónicas son típicamente las paredes porosas, la capa límite a lo largo de las paredes y los soportes del modelo. La elección del sistema de medición de ruido se escogió teniendo en cuenta la relación inversa entre la frecuencia de ruido y el tamaño del modelo [18]. La instrumentación seleccionada para estas mediciones fue el *Sistema de Prueba Acústico para Túneles de Viento* de la compañía *Brüel & Kjaer*, que cubre la cadena completa de medición (transductor, sistema de adquisición de datos, análisis y reporte). El sistema se compone del conjunto de micrófonos, preamplificadores y cableado, módulo de adquisición de datos y estación de trabajo de adquisición (Ver Figura 4.7).

El tipo de micrófono elegido para el sistema fue del tipo 4948-B, un modelo de alta frecuencia con superficie plana para montaje a nivel con las paredes de la sección de pruebas (Ver Figura 4.8). Este tipo de micrófono funciona con un preamplificador CCLD (usado para micrófonos pre-polarizados), que permite sistemas de cableado más simples e intercambiabilidad con otros equipos [66].

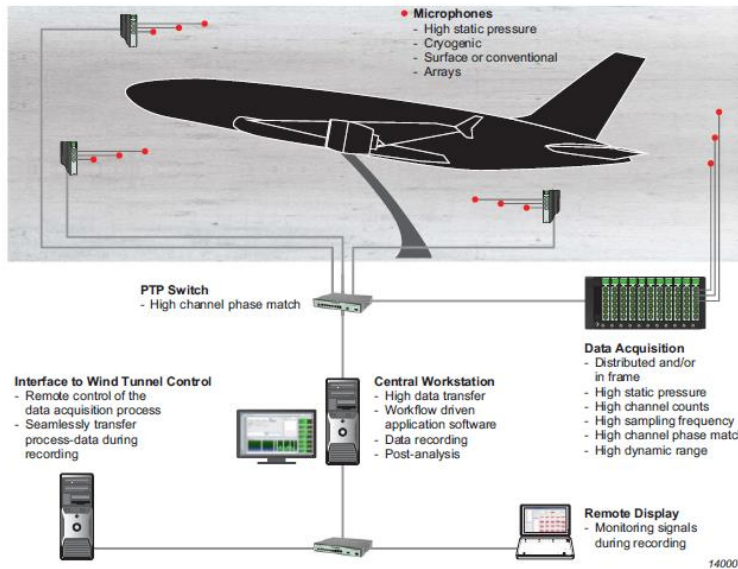


Figura 4.7 - Esquema del sistema de pruebas acústico para túneles de viento [66].



Figura 4.8 - Micrófono tipo 4948-B [66].

Las mediciones de temperatura comúnmente se realizan en la cámara de asentamiento y no en la cámara de pruebas con el fin de evitar la interferencia producida por la introducción de otro elemento a la sección. Los valores de temperatura estática en la cámara se calculan a partir de la medición de la temperatura de estancamiento en la cámara de asentamiento [40].

4.3 Sistema de visualización Schlieren

La técnica de visualización elegida con base en las condiciones de flujo existente (régimen transónico) fue el sistema Schlieren. El sistema Schlieren monocromático tipo Z, que es el más simple y se ilustra en la Figura 4.9, se compone de dos espejos cóncavos, dos espejos planos, la cuchilla o cuña y la fuente de luz (láser). Para el montaje es imprescindible que los componentes ópticos y la fuente de luz se mantengan siempre en una línea central común a una cierta elevación. Esto con el propósito de que el haz de luz siempre incida en la porción central de los componentes ópticos.

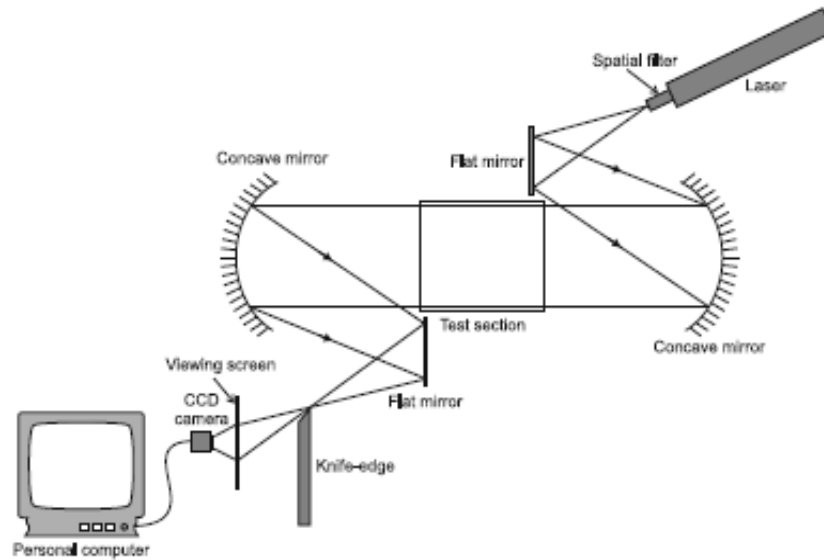


Figura 4.9 - Diagrama esquemático de un sistema Schlieren tipo Z [67].

El primer espejo plano dirige el rayo láser divergente al primer espejo cóncavo que colima el haz en un rayo de diámetro uniforme. El rayo colimado pasa a través de la sección de pruebas e incide en el segundo espejo, el cual anula su condición de rayo de luz colimado y lo enfoca en el plano de la cuña. Los elementos ópticos del sistema se montan en soportes ajustables que permitan el movimiento en las direcciones x e y , asumiendo z como la dirección de propagación del láser. La cuña, que se posiciona en el plano focal del segundo espejo cóncavo, corta una parte de la luz que incide en ella, de forma que en ausencia de perturbaciones en el fluido, la iluminación en la pantalla es uniformemente reducida. El soporte de la cuña también debe permitir el movimiento de esta en una dirección y plano paralelo al rayo con el fin de fijar una distancia para la cual el porcentaje de intensidad de luz cortado proporcione el grado de sensibilidad deseada. En la práctica la cuña se posiciona perpendicular a la dirección en la que los gradientes de densidad son observados.

Los valores iniciales de intensidad de luz, que en una escala de grises van de 0 a 255, son escogidos típicamente por debajo de 20 para hacer la imagen uniformemente oscura en ausencia de perturbaciones. La intensidad de la luz es medida comúnmente por una cámara CCD. CCD por sus siglas en inglés es un dispositivo de carga acoplada, que consiste en un circuito integrado con un número determinado de condensadores enlazados o acoplados, que pueden transferir su carga eléctrica bajo el control de un circuito interno. Este dispositivo es lineal y convierte la intensidad en voltaje de forma directamente proporcional. Puesto que más allá del rango se establecen no linealidades y la cámara se satura, con frecuencia se emplea una pantalla como filtro para reducir la intensidad de iluminación que llega a la cámara. Otra alternativa empleada es adicionar lentes que colimen el punto de luz formado en la cuña y creen un haz de luz de mayor diámetro y menor intensidad [67].

Los sistemas Schlieren tipo Z son ampliamente distribuidos en la industria, bajo los requerimientos establecidos por la ASTM y la regulación europea entre otros, por compañías como *Halton*, *Aerolab* y *Edmund Optics*, entre otras.

5 DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA CÁMARA DE PRUEBAS TRANSÓNICA

El diseño estructural de los componentes y partes que conforman la cámara de pruebas transónica se realizó empleando los criterios establecidos por el código ASME de reglas para la construcción de recipientes a presión [24]. El diseño final de la cámara de pruebas transónica se ilustra en la Figura A.0.6, Figura A.0.7 y Figura A.0.8 del Anexo III y se detalla en los planos de diseño adjuntos en el Anexo IV.

5.1 Diseño estructural de la sección de pruebas

La sección de pruebas transónica se diseñó bajo las reglas establecidas en el parágrafo 4.12 del código ASME de recipientes a presión, para recipientes de sección transversal no circular. El procedimiento de diseño consistió en un proceso iterativo en el que se fijaron la configuración del recipiente y un espesor de pared para posteriormente calcular los esfuerzos en las locaciones críticas y compararlos con los esfuerzos admisibles.

Inicialmente se determinaron la presión y temperatura de diseño y la configuración geométrica del recipiente. La presión de diseño se definió como la máxima presión de operación de la sección, que corresponde a 223.047 KPa (Ver Figura 2.4). La temperatura de operación crítica en la sección es de -25.33°C (Ver Figura 2.9), sin embargo, puesto que los esfuerzos admisibles disminuyen con el incremento de la temperatura, se trabajó en un rango hasta los 150°C con el propósito de asegurar la funcionalidad de la cámara en condiciones de temperatura más críticas, que pueden llegar a alcanzarse en el reservorio de presión. La configuración geométrica seleccionada corresponde al tipo 1 de los listados en la Tabla 4.12.1 del código ASME, que corresponde a un recipiente de sección rectangular donde dos lados opuestos pueden tener un espesor distinto al de los otros dos (Ver Figura 5.1).

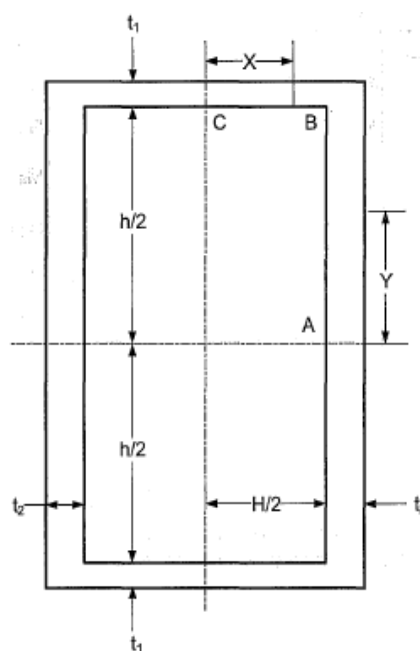


Figura 5.1 - Configuración Tipo 1. Recipiente de sección transversal rectangular [24].

Considerando los agujeros que deben destinarse a cada lado de la sección para los accesos ópticos, los agujeros de las porosidades en la placa superior e inferior y los cordones de soldadura en las esquinas se determinaron el factor de junta por soldadura E_{TS} y el factor de eficiencia de ligamento e_{TS} para cada localización crítica (puntos A, B y C de la Figura 5.1.). El factor de junta por soldadura se define como una cantidad numérica que multiplica el esfuerzo admisible del material para incluir los efectos de soldadura. El valor de dicho factor se obtiene de la Tabla 7.2 del código ASME en el capítulo dedicado a los requerimientos de inspección y depende del tipo de material que se desea soldar. Por

su parte, el factor de eficiencia de ligamento puede definirse como la cantidad numérica que incluye los efectos de las perforaciones circulares en los esfuerzos resultantes.

De acuerdo al párrafo 4.10 de la norma, el factor de eficiencia de ligamento se define como:

$$e = \frac{p - d}{p} \quad (5.1)$$

Donde p corresponde al paso entre los agujeros y d al diámetro de los mismos. Para un patrón de agujeros que forma “ligamentos diagonales” como el diseñado en la sección, ilustrado en la Figura 5.2, el factor de eficiencia de ligamento debe ser determinado empleando la gráfica que se presenta en la Figura A.0.5 del Anexo II. Esta gráfica se utiliza cuando existen uno o ambos, ligamentos longitudinales y circunferenciales con ligamentos diagonales. En ella los factores de eficiencia de ligamentos diagonales y longitudinales se encuentran limitados por dos condiciones: la condición de igualdad de eficiencia de ligamento diagonal y longitudinal y la condición de igualdad de eficiencia de ligamento diagonal y circunferencial.

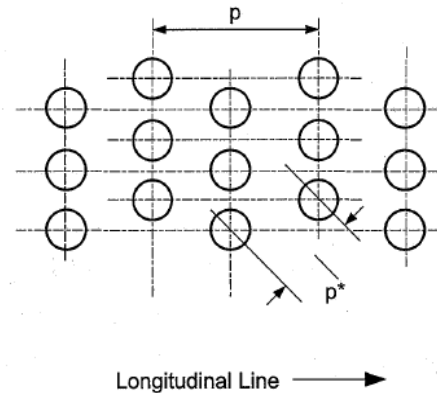


Figura 5.2 - Configuración de un patrón de agujeros en línea diagonal [24].

Para determinar el factor de eficiencia de ligamento se calculó la relación p^*/p y la eficiencia longitudinal de ligamento mediante la ecuación (5.1). Con ambos valores se ingresó a la gráfica de la Figura A.0.5 y se determinó el factor de eficiencia de ligamento diagonal. El menor de ambos factores fue el empleado en los cálculos del diseño estructural de la sección de pruebas.

En lo que respecta a los agujeros de los accesos ópticos, por no tratarse de un patrón de agujeros sino de un agujero aislado, se asume que la longitud p con respecto al diámetro del agujero es infinita y por lo tanto la relación $d/p = 0$ [25]

El material seleccionado para el diseño estructural de la sección de pruebas fue un acero SA-516 Gr 70. Los criterios que se usaron para su elección consistieron en las propiedades mecánicas, soldabilidad, maquinabilidad, desempeño ante la fatiga, rango de temperaturas de servicio desde los -45°C hasta los 538°C y bajo costo. Los esfuerzos calculados bajo estas reglas fueron el esfuerzo total de membrana (σ_m) y los esfuerzos de flexión (σ_{fl}) en cada locación crítica tanto en la superficie interna como externa de la pared. La geometría del caso en particular era la de un recipiente de sección transversal cuadrada con espesores iguales en todos los lados. Los criterios de aceptación establecidos por la norma dictan que el esfuerzo de membrana no debe exceder el esfuerzo admisible del material (S) y la suma del esfuerzo de membrana con cada esfuerzo de flexión lo equivalente a 1.5 veces dicho esfuerzo.

Considerando todo lo anterior el espesor de pared seleccionado fue de 0.017 m. Con un valor de $E_{TS} = 1$ en la localización B, un valor de $e_{TS} = 0.6$ en la localización C (porosidades) y un valor de $e_{TS} = 1$ en la localización A (agujero del acceso óptico). Las

porosidades se diseñaron de diámetro igual al espesor de la placa según lo sugerido en [68]. El esfuerzo admisible del material para la temperatura de diseño es de 154 MPa. Los esfuerzos calculados se resumen en la Tabla 5.1.

	Esfuerzos [KPa]		
	σ_m	σ_{fl} superficie externa	σ_{fl} superficie interna
Localización A	5466,84	48236,8	-48236,8
Localización B		-96473,6	96473,6
Localización C		80394,7	-80394,7

Tabla 5.1 - Esfuerzos de membrana y flexión resultantes en las localizaciones críticas de la sección de pruebas.

5.1.1 Diseño del soporte para la sección de pruebas en el habitáculo

La sección de pruebas transónica debía ser soportada dentro del habitáculo, el cual se definió como un recipiente de área transversal circular. Para esto, se diseñó un soporte tipo riel, que además de permitir la labor de soportar la carga sirviera de mecanismo guía para su ubicación dentro del habitáculo. El bosquejo del mismo se muestra en la Figura 5.3. Por su geometría y configuración, cada soporte se evaluó mediante la teoría de vigas [69], como una viga de 0.03 m de ancho y longitud de 1 m sostenida en dos apoyos simples con forma de media luna de 0.03 m de espesor, ubicados en cada extremo del habitáculo. El espesor mínimo requerido calculado fue de 0.01 m pero se escogió un espesor de 0.05 m con el fin de disminuir la deflexión máxima a un valor de 0.3 mm.

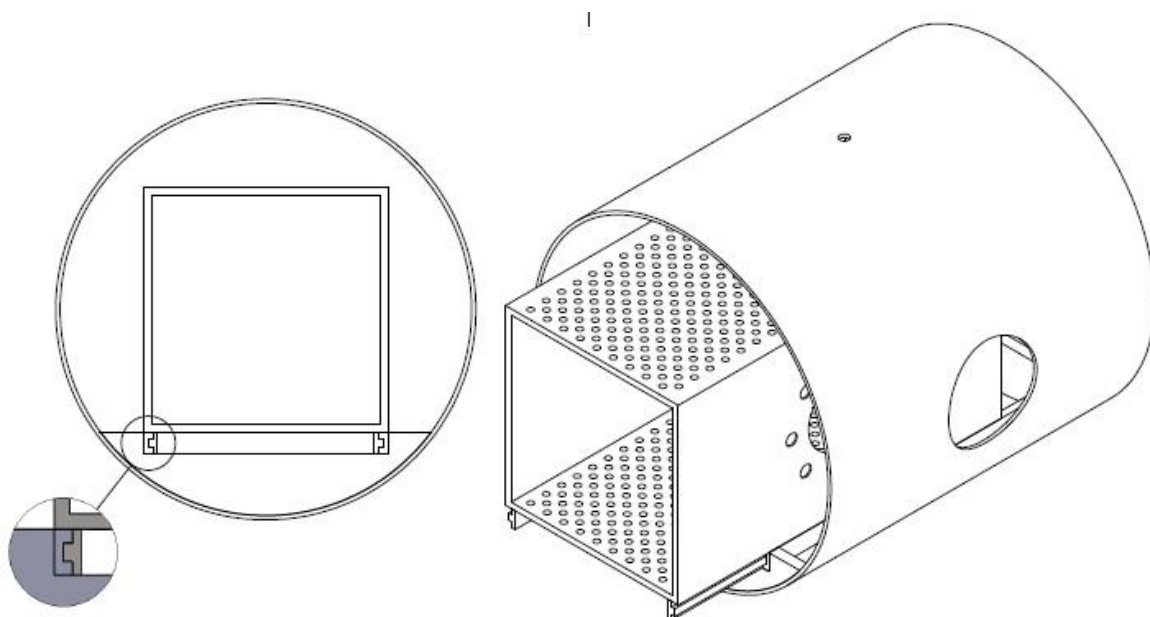


Figura 5.3 - Esquema del soporte tipo riel de la sección de pruebas en el habitáculo.

5.2 Diseño estructural del habitáculo

El habitáculo se diseñó como un recipiente cilíndrico de 0.9 m de diámetro efectivo y 1 m de longitud. Teniendo en cuenta que en este se incluye el soporte de la sección de pruebas, los cálculos estructurales se realizaron mediante el procedimiento de diseño establecido para dicha configuración en el parágrafo 4.12 del código de recipientes a presión. Aunque el parágrafo se titula “*Reglas de diseño para recipientes no circulares*” incluye el análisis del caso de un recipiente de área transversal circular con un soporte interno. De esta forma el procedimiento de diseño del habitáculo fue el mismo seguido para el diseño de la sección.

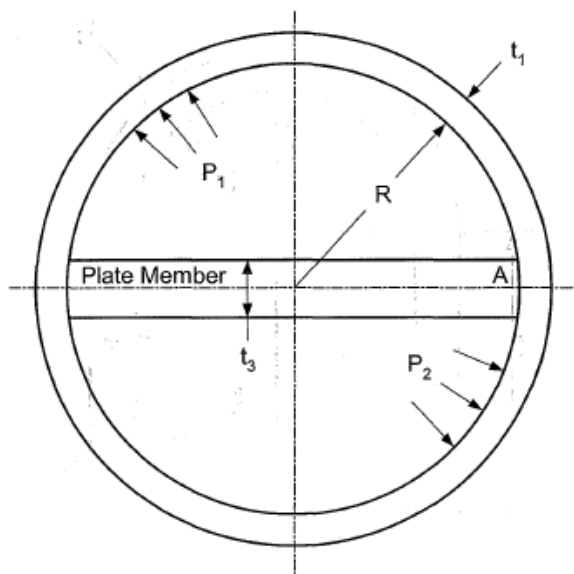


Figura 5.4 - Configuración Tipo 12. Recipiente de sección transversal circular con soporte simple [24].

La presión y temperatura de diseño fueron las mismas que se emplearon para la sección de pruebas, dado que por seguridad el habitáculo debe ser capaz de soportar las temperaturas y presiones críticas que existan en la sección. El material también fue el mismo elegido para la sección y por lo tanto el factor de junta por soldadura.

La configuración geométrica, ilustrada en la Figura 5.4, corresponde al tipo 12 de los listados en la Tabla 4.12.1 del código ASME. Los cálculos del esfuerzo de flexión en la superficie interna y externa del espesor, esfuerzo total de membrana y esfuerzo de membrana en el punto de unión del soporte requeridos por el modelo matemático, se realizaron bajo la condición de que la presión era la misma en todo el recipiente. El criterio de aceptación dictamina que el esfuerzo de

membrana total y en el punto de unión del soporte sea menor al esfuerzo admisible, y que la suma del esfuerzo total de membrana con cada esfuerzo de flexión no exceda el valor de 1.5 veces el esfuerzo admisible.

Para un espesor seleccionado de 3/8" (9.525 mm) para el recipiente, los esfuerzos resultantes en el habitáculo fueron los reportados en la Tabla 5.2.

Esfuerzos [KPa]			
σ_m	σ_m punto de unión del soporte	σ_{fl} superficie externa	σ_{fl} superficie interna
10537,7	1,008	-477,207	477,207

Tabla 5.2 - Esfuerzos de membrana y flexión resultantes en el habitáculo.

5.2.1 Diseño de las boquillas para la conexión del habitáculo con el sistema de evacuación de aire

El habitáculo fue diseñado de forma tal que pudiera unirse al sistema de evacuación de aire mediante dos puntos de conexión, uno superior y otro inferior, ubicados radialmente en el punto medio de la longitud del habitáculo (Ver Figura 3.1). Para lograr esta condición se diseñaron dos boquillas del mismo material del habitáculo. Estas boquillas, que son típicamente empleadas en recipientes a presión, son aquellas que resultan de la intersección de un cilindro con la pared del recipiente y a las que se sueldan las bridas de conexión. El procedimiento de diseño seguido fue el descrito en el parágrafo 4.5 del código ASME de recipientes a presión.

Inicialmente se eligió para el diseño, boquillas de tipo *set-in* integralmente reforzadas y cordón de soldadura de penetración completa categoría D tipo 7 (Tabla 4.2.10 del código ASME). El espesor de cada boquilla (t_b) se seleccionó teniendo en cuenta los requerimientos mínimos de espesor según el diámetro nominal de la misma, reportados en la Tabla 4.5.2 de la norma. Dado que estos valores de espesor elegidos son mayores que los mínimos requeridos, la boquilla actúa por sí misma como un refuerzo de la pared y es capaz de compensar parcial o totalmente la porción de pared removida por el agujero [25]. El procedimiento para cada boquilla consistió, explicado de forma básica, en calcular primeramente las longitudes efectivas tanto de la pared del habitáculo en la región de la boquilla como de la pared de la boquilla por fuera y por dentro del habitáculo. Lo anterior a partir de las longitudes de la boquilla hacia afuera (L_{pr1}) y hacia dentro (L_{pr2}) del habitáculo definidas por la dimensión de la brida acoplada y la dimensión de la garganta del cordón de soldadura, respectivamente. Posteriormente se determinó el área total disponible cerca del agujero de la boquilla, es decir, dentro de los límites supuestos de refuerzo (A_{bT}).

Considerando los parámetros anteriores y la presión y temperatura de diseño, definidas para el habitáculo, se calcularon las fuerzas y los esfuerzos promedio de membrana primarios local y general en la intersección de la boquilla. A partir de estos se determinó el esfuerzo de membrana primario local máximo en la intersección, a través de la ecuación (5.2).

$$PL = \max[(2\sigma_{avg} - \sigma_{circ}), \sigma_{circ}] \quad (5.2)$$

Donde σ_{avg} representa el esfuerzo promedio de membrana primario local y se calcula mediante la ecuación (5.3). Y σ_{circ} representa el esfuerzo promedio de membrana primario general y se calcula mediante la ecuación (5.4).

$$\sigma_{avg} = (fN + fS + fY)/A_{bT} \quad (5.3)$$

Donde fN y fS son las fuerzas ejercidas por la presión interna en la boquilla y el habitáculo respectivamente y fY la fuerza de discontinuidad ejercida por la presión.

$$\sigma_{circ} = PR_{xs}/t_{eff} \quad (5.4)$$

Donde P es la presión de diseño y R_{xs} y t_{eff} valores de dimensiones efectivas para el cálculo de esfuerzos de presión obtenidas a lo largo del procedimiento descrito.

El criterio de aceptación dicta que el esfuerzo de membrana primario local máximo en la intersección no debe exceder el valor del esfuerzo admisible para boquillas, que se define en la ecuación (5.5). Los parámetros de diseño de cada boquilla se listan en la Tabla 5.3.

$$S_{allow} = 1.5SE_b \quad (5.5)$$

	NPS [in]	t_b [m]	Lpr1 [m]	Lpr2 [m]	A_{bT} [m]
Boquilla superior	3/4	0,003912	0,05	0,013	0,00028
Boquilla inferior	8	0,008179	0,1	0,018	0,00113

Tabla 5.3 - Parámetros de diseño de las boquillas superior e inferior que conectan al habitáculo con el sistema de evacuación de aire.

Adicional a estos esfuerzos, la unión de soldadura debe ser capaz de resistir las fuerzas de discontinuidad inducidas por la boquilla. Para asegurar este requerimiento se calcularon los esfuerzos cortantes en la soldadura mediante la ecuación (5.6), los cuales no deben exceder el esfuerzo admisible del material.

$$\tau_b = \frac{f_{welds}}{L_\tau(0.49L_{41T} + 0.6t_{w1} + 0.49L_{43T})} \quad (5.6)$$

Donde L_τ , L_{41T} , L_{43T} y t_{w1} son dimensiones de los cordones de soldadura aplicados y f_{welds} la discontinuidad total inducida por la existencia de la boquilla.

Los esfuerzos de membrana máximos calculados en la intersección y los esfuerzos cortantes en la soldadura calculados para cada boquilla se muestran en la Tabla 5.4.

	PL [KPa]	τ_b [KPa]
Boquilla superior	13046,6	299,276
Boquilla inferior	22263,6	1166,9

Tabla 5.4 - Esfuerzos de membrana máximos y esfuerzos cortantes en soldadura en las boquillas superior e inferior que conectan al habitáculo con el sistema de evacuación de aire.

Las bridas seleccionadas para las conexiones en las boquillas superior e inferior son bridas tipo slip-on clase 150 de 3/4" y 8" respectivamente.

5.3 Diseño de los accesos ópticos

Los accesos ópticos circulares de la sección de pruebas y el habitáculo, que permiten la visualización hacia el interior de la cámara y la implementación del sistema Schlieren, se diseñaron con base en los siguientes criterios: longitud promedio del perfil de pruebas, desviación angular del haz de luz e índice de refracción. Teniendo en cuenta el propósito de estos accesos se eligió para el vidrio de visualización el material NBK-7 [67]. Los vidrios de este material son ampliamente empleados para aplicaciones ópticas debido a la alta

calidad de transmisión óptica lineal en el rango visible, baja cantidad de inclusiones y estabilidad química [70].

El tipo de montaje elegido para los vidrios se basó en una configuración estándar que puede denominarse como: *mirilla con brida*. El montaje modelo, que hace parte de la compañía *Cyclops Industries*, se muestra en la Figura 5.5. El espacio efectivo de visualización en la sección y el habitáculo se seleccionó de un diámetro estándar de 0.194 m y 0.243 m, respectivamente. Estas dimensiones se fijaron tomando en cuenta la altura de la sección de pruebas y la longitud de modelos estándar correspondiente a áreas frontales que minimicen al máximo las interferencias por bloqueo [37], [71].

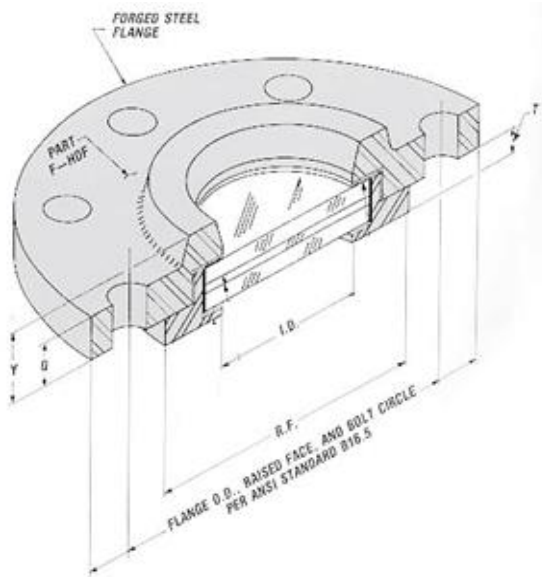


Figura 5.5 - Configuración estándar de una mirilla con brida [72].

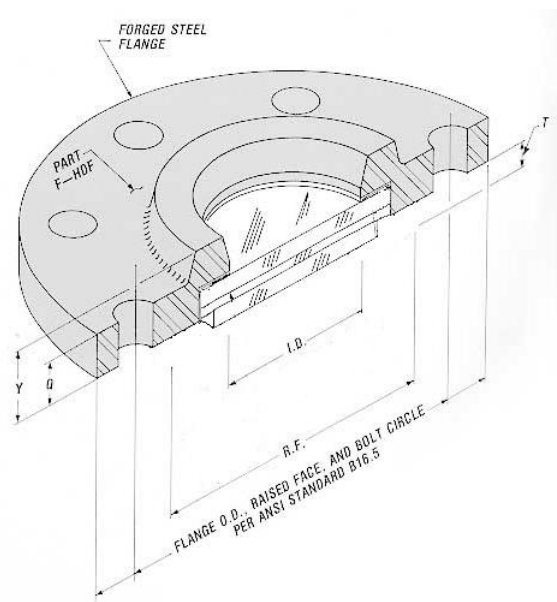


Figura 5.6 - Configuración modificada para la sección de pruebas.

La configuración estándar de la mirilla se adaptaba perfectamente a las condiciones de montaje requeridas en el habitáculo; sin embargo fue necesario realizar modificaciones para el montaje en la sección de pruebas. Dado que no debe existir ningún vértice dentro de la sección que obligue al flujo a cambiar de dirección generando una onda no deseada, la placa del vidrio debe quedar completamente pareja con la placa de la sección de pruebas en la superficie interna de la misma. Por esto se planteó una modificación a la configuración estándar de la Figura 5.5 que se presenta en la Figura 5.6.

Con el fin de verificar la utilidad de estos montajes en el caso particular, se calculó el espesor de vidrio mínimo requerido para la presión de diseño. Dicho espesor se calculó mediante la ecuación (5.7) [73].

$$t_{v,min} = 0.55 * \frac{d_{v,ext} - d_{v,int}}{2} \sqrt{\frac{P * n_v}{10 * \sigma_{v,fl}}} \quad 5.7$$

Nota: P en bares.

Donde $d_{v,ext}$ y $d_{v,int}$ son respectivamente el diámetro externo e interno de la placa de vidrio, n_v el factor de seguridad, asumido como 1.5 y $\sigma_{v,fl}$ el esfuerzo de flexión permisible del material, que de acuerdo con diversos análisis experimentales es de 8 MPa [74], [75]. Los valores de espesor mínimo obtenidos fueron de 0,025 m y 0,029 m para la sección y el habitáculo respectivamente; por lo cual los espesores de 0,046 m y 0.03 m, fijados por las dimensiones de las bridas de las dos configuraciones seleccionadas y por el espesor de la sección de pruebas, satisfacían la condición.

Por otra parte, se debió verificar también que el haz de luz que emerge de la sección de pruebas, cuando se utiliza el sistema Schlieren, incidiera dentro del vidrio del acceso óptico del habitáculo, para así asegurar su incidencia posterior en el *knife-edge*. Este haz de luz presenta una desviación angular cuando se encuentra con el perfil de ensayo. Una vez incide, con este ángulo, en el vidrio de la sección de pruebas, se somete a la refracción en este, seguido de la refracción en la región de aire entre la sección y el habitáculo. Finalmente incide en el vidrio del acceso óptico del habitáculo donde nuevamente se somete a la refracción antes de salir de este [67]. El fenómeno de la refracción descrito se ilustra en la Figura 5.7.

La denominada longitud de refracción fue calculada con el fin de verificar la condición anteriormente mencionada. Para esto se empleó la ley de Snell (ecuación (5.8)).

$$n_{aire} \sin(\alpha) = n_v \sin(\beta) \quad (5.8)$$

Donde n_{aire} es igual a 1 y corresponde al índice de refracción del aire. El ángulo α representa el ángulo de desviación del haz de luz y oscila típicamente en un rango de valores entre $5.73 \times 10^{-5}^\circ$ y 0.057° [67]. n_v es el índice de refracción del vidrio y tiene un valor de 1.515 para una longitud de onda de 632 nm correspondiente al laser He-Ne [76], [70] y β es el ángulo de salida del haz de luz después de una refracción.

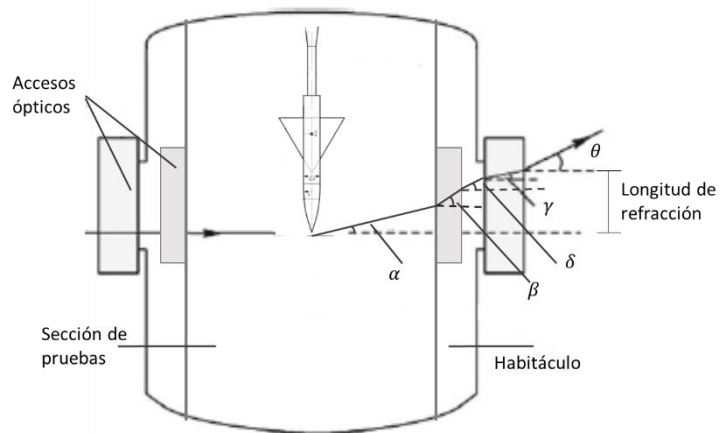


Figura 5.7 - Esquema de la refracción de un haz de luz en una cámara de pruebas transónica.

La longitud de refracción máxima calculada fue de 0.5 mm, por lo cual puede asegurarse que bajo dichas configuraciones el haz de luz incidirá por completo dentro de la ventana de visualización del habitáculo. Habiendo sido verificadas estas condiciones se diseñaron

las boquillas laterales del habitáculo que permitieran el montaje de los accesos ópticos del mismo mediante las bridas de conexión. Estas boquillas fueron diseñadas con el mismo procedimiento seguido para el diseño de las boquillas superior e inferior. Los pares de bridas de las ventanas de visualización, tanto de la sección de pruebas como del habitáculo, son del tipo *slip-on* clase 150, de dimensionales nominales de 8" y 10" respectivamente.

5.4 Diseño de la conexión principal de la cámara a los componentes anterior y posterior del túnel

Para cumplir el propósito del diseño, la cámara de pruebas transónica debió diseñarse bajo las restricciones de adaptabilidad con los demás componentes del túnel (tobera convergente-divergente en la parte anterior y difusor en la parte posterior, Ver Figura 3.1). Para esto, se diseñaron dos conexiones tipo brida, ubicadas en los extremos del habitáculo. Puesto que el catálogo de bridas ANSI, empleadas hasta el momento en las demás conexiones de la cámara, no incluye la dimensión nominal del diámetro del habitáculo, fue necesario diseñar una brida que cumpliera con las condiciones estructurales y funcionales requeridas. El diseño de este elemento se realizó bajo el procedimiento y los criterios establecidos en el parágrafo 4.16 del código ASME de recipientes a presión.

Las reglas de diseño de este parágrafo aplican para conexiones embridadas con empaques completamente localizados dentro del círculo de pernos. El diseño, que debe realizarse tanto para la condición de operación como para la condición de asentamiento del empaque, debe satisfacer los criterios de aceptación para esfuerzos y rigidez de la brida.

El procedimiento de diseño seguido consideró una brida de tipo *circular integral*, que corresponde a una brida fundida, forjada, soldada o atada integralmente a la boquilla, recipiente o tubería; es decir, que es estructuralmente equivalente a una construcción integral. El material seleccionado para su diseño fue el acero forjado SA-182 F11 Clase 1, con un esfuerzo admisible de 138 MPa en condiciones de temperatura desde los -30°C hasta los 40°C y de 121 MPa para la temperatura de diseño de 150°C (Tabla 5A Sección II.D [52]).

La presión de diseño utilizada fue la máxima de 223.047 KPa que se presenta en la sección de pruebas y que se empleó también para el diseño del habitáculo. El material escogido para los empaques fue el mismo seleccionado para las demás conexiones bridadas (Ver 3.3.2) Inicialmente se determinaron las cargas de diseño de los pernos para la condición de operación y la condición de asentamiento del empaque mediante el mismo procedimiento empleado en 3.3.2, para pernos seleccionados de un diámetro nominal de 1-1/2". Para la brida, esquematizada en la Figura 5.8, se propuso una geometría inicial para la cual se fijaron las distintas dimensiones requeridas en el diseño, listadas en la Tabla 5.5. Los empaques se diseñaron con un diámetro externo de 0.98 m y un diámetro interno de 0.90 m.

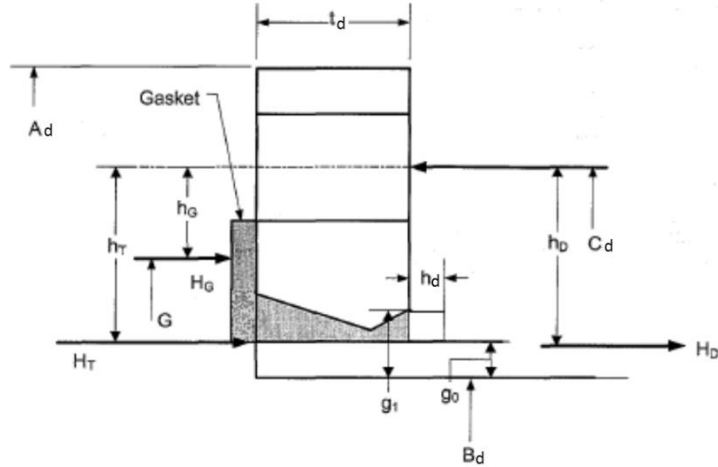


Figura 5.8 - Esquema del diseño de la brida.

Diámetro de agujero	B_d	0.91905
Diámetro circulo de pernos	C_d	1.021
Diámetro exterior	A_d	1.099
Espesor	t_d	0.08
Espesor del cubo en el extremo grande	g₁	0.02647
Espesor del cubo en el extremo pequeño	g₀	0.009525
Longitud del cubo	h_d	0.03
Número de pernos		28
Nota: Dimensiones en [m]; el valor de g ₀ equivale al valor del espesor del recipiente.		

Tabla 5.5 - Parámetros geométricos para el diseño de las bridas de conexión.

Con los factores de esfuerzo, determinados de las tablas 4.16.4 y 4.16.5 de la norma, se calcularon las fuerzas en la brida correspondientes a: la fuerza final total hidrostática (H), la fuerza final total hidrostática en el área dentro de la brida (HD), la fuerza en el empaque para la condición de operación (HG) y la diferencia entre la fuerza final total hidrostática y la fuerza final total hidrostática en el área dentro de la brida (HT). Empleando las ecuaciones (5.9) y (5.10) se calcularon los momentos de la brida para la condición de operación y la condición de asentamiento del empaque, respectivamente.

$$M_o = abs[(HD * hD + HT * hT + HG * hG) * Bsc] \quad (5.9)$$

Donde hD , hT y hG son los brazos de las fuerzas, Bsc el factor de corrección por espaciamiento de los pernos.

$$M_g = \frac{W_g(C_d - G) * Bsc}{2} \quad (5.10)$$

Los esfuerzos en la brida correspondientes a: el esfuerzo en el cubo (σ_H), el esfuerzo radial (σ_R) y el esfuerzo tangencial (σ_T), calculados tanto para la condición de operación como para la condición de asentamiento del empaque a partir de los momentos determinados, se presentan en la Tabla 5.6. Dichos esfuerzos fueron validados para el diseño con los criterios de aceptación de esfuerzo y rigidez establecidos en la norma, en las tablas 4.16.9 y 4.16.10 del código ASME para recipientes a presión, respectivamente.

	Esfuerzos [KPa]			Índice de rigidez
	σ_H	σ_R	σ_T	J_d
Condición de operación	32625,9	1793,95	11298,6	0,15
Condición de asentamiento del empaque	108668	5975,16	37632,4	0,51

Tabla 5.6 - Valores de esfuerzos en la brida e índice de rigidez.

Para completar el diseño se calculó el espesor mínimo de la cabecera (tapa de cierre del habitáculo, Ver Figura 3.1), que debe ser provisto por la brida de conexión de los componentes del túnel que acoplan con la cámara. Según lo especificado por la norma en el párrafo 4.6.2.3 el espesor mínimo de una cabecera plana circular atada con pernos corresponde al expresado a continuación en la ecuación 5.11.

$$t_c = \max[t_{co}, t_{cg}] \quad 5.11$$

Donde t_{ho} es el espesor mínimo requerido para la condición de operación, calculado mediante la ecuación (5.12) y t_{hg} el espesor mínimo requerido para la condición de asentamiento del empaque definido por la ecuación (5.13).

$$t_{co} = d_{next} \sqrt{\frac{C_c * P}{S_{co} * E_c} + \frac{1.9W_o * hG}{S_{co} * E_c * d_{next}^3}} \quad (5.12)$$

$$t_{cg} = d_{next} \sqrt{\frac{1.9W_g * hG}{S_{cg} * E_c * d_{next}^3}} \quad (5.13)$$

El parámetro C_c corresponde al factor empleado para cabeceras circulares de conexión perna, cuyo valor es de 0.3. El material asumido para la cabecera fue el acero forjado seleccionado para las bridas, con el fin de mantener la consistencia del diseño. El valor del factor de junta por soldadura para dicho material es de 1 y los esfuerzos admisibles para la condición de operación y de asentamiento del empaque son respectivamente 121 MPa y 138 MPa; asumiendo como temperatura de operación la temperatura de diseño (150°C) y como temperatura de asentamiento, la temperatura ambiente. El espesor mínimo requerido calculado fue de 0.033 m.

5.5 Cálculo de pernos

El cálculo de las cargas de diseño de los pernos, precarga y factores de seguridad contra la separación, de las uniones perna de la cámara transónica, se realizó bajo el mismo procedimiento seguido en 3.2.2 para pernos de acero SA-574. El diámetro nominal de los pernos para cada conexión se seleccionó según lo establecido por la norma para

conexiones embridadas ANSI, exceptuando el diámetro nominal de los pernos de la unión embridada de la conexión principal de la cámara, que se estableció por diseño. El cálculo de las cargas de diseño para la condición de operación y asentamiento del empaque se realizó mediante las ecuaciones (3.10) y (3.11), para las presiones de diseño, factores de empaque y áreas de los pernos correspondientes. Considerando el material y el área de esfuerzo de tensión de los pernos, se calcularon los respectivos valores de precarga requeridos y los factores de seguridad contra la separación tanto para la condición de operación como de asentamiento del empaque, mediante las ecuaciones (3.12) y (3.13). Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 5.7.

	Tamaño nominal de la bridas [in]	d_{npr} [in]	W_o [KN]	W_g [KN]	F_i [KN]	n_o	n_g
Unión embridada de la boquilla superior (PES)	3/4	1/2	0,3237	9,9450	56,808	2555	83
Unión embridada de la boquilla inferior (PES)	8	3/4	11,4813	29,2173	133,714	205	81
Unión embridada del acceso óptico de la sección de pruebas	8	3/4	10,7911	28,725	133,714	755	283
Unión embridada del acceso óptico del habitáculo	10	7/8	17,2254	32,5350	184,957	160	85
Unión embridada de la conexión principal de la cámara	-	1-1/2"	132,064	166,649	562,478	118	94

Tabla 5.7 - Valores de las cargas de diseño de los pernos, precarga y factores de seguridad de las uniones pernadas de la cámara transónica.

5.6 Diseño de los soportes del habitáculo

El soporte principal del habitáculo se diseñó con base en los criterios definidos en el párrafo 4.15 del código ASME para recipientes a presión. El método de diseño en este párrafo se basa en el análisis de esfuerzos longitudinales ejercidos en el recipiente a causa de la flexión global del mismo, considerándolo como una viga simplemente apoyada. También incluye el análisis de los esfuerzos cortantes y circunferenciales generados por la transmisión de las cargas en el soporte.

El tipo de soporte seleccionado para el diseño fue el *saddle support*, empleado para recipientes horizontales y que provee un soporte continuo para al menos un tercio de la circunferencia del habitáculo ($\theta_s = 120^\circ$). La configuración establecida fue de dos soportes igualmente espaciados y con una longitud a_s (distancia del eje del soporte a la cara interior de la cabecera plana), igual a 0.2 veces la longitud del habitáculo. El diseño conceptual se muestra en la Figura 5.9.

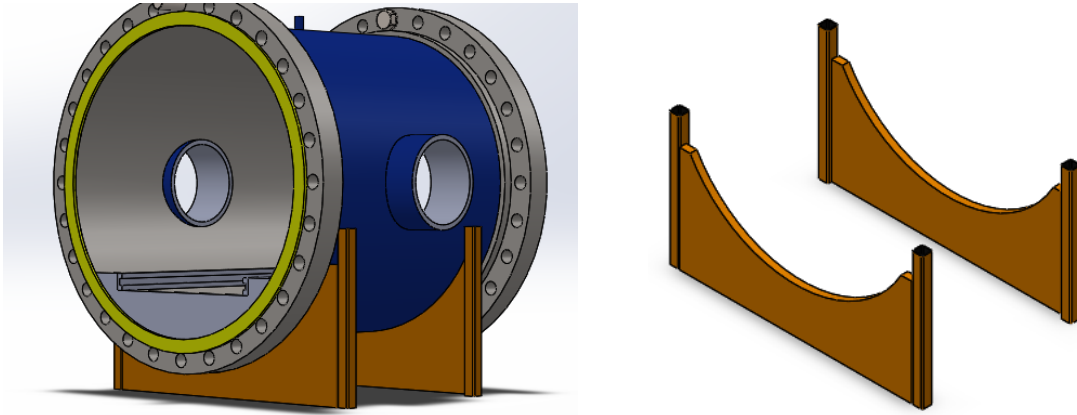


Figura 5.9 - Soportes del habitáculo de tipo *saddle support*.

Primeramente se realizó el diagrama de cuerpo libre del habitáculo y los elementos cuya carga sería resistida por el soporte (Ver Figura 5.10). Empleando las ecuaciones de equilibrio se calcularon las reacciones en los soportes, Q_{s1} y Q_{s2} , cuyos valores fueron respectivamente 4.785 kN y 4.783 kN. El valor máximo de las reacciones se utilizó como el valor de diseño. A partir de este y mediante las ecuaciones (5.14), (5.15), (5.16) y (5.17), se calcularon respectivamente, el momento de flexión longitudinal máximo en el soporte, el momento de flexión longitudinal máximo en el centro del recipiente, la fuerza cortante máxima en el soporte y el momento de flexión circunferencial máximo.

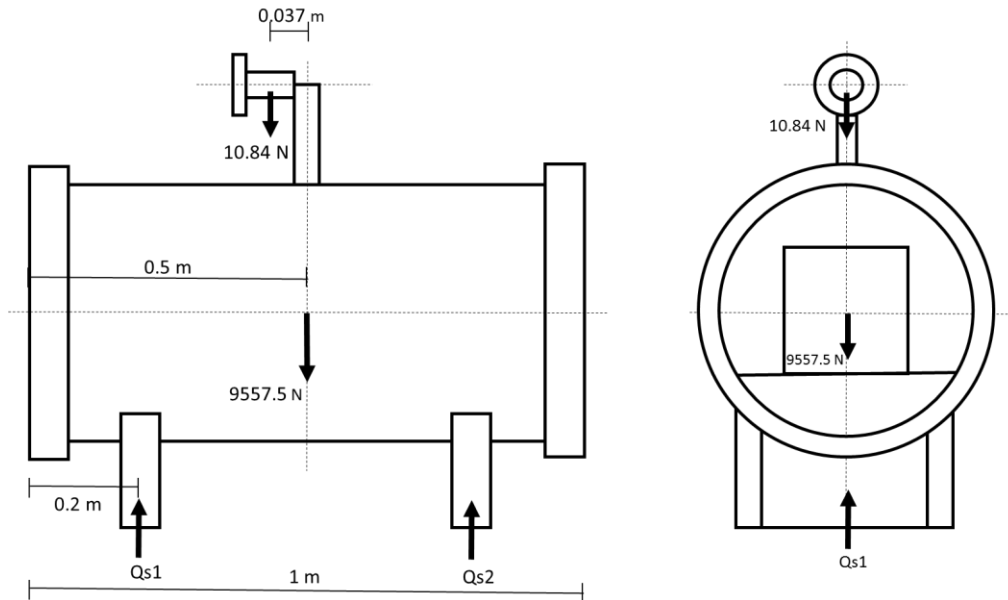


Figura 5.10 - Diagrama de cuerpo libre del habitáculo.

$$M_{s1} = -Q_s a_s \left((a_s/L) + \frac{R_{hext}^2}{2a_s L} \right) \quad (5.14)$$

$$M_{s2} = \frac{Q_s L}{4} \left(1 + \frac{2R_{hext}^2}{L^2} \right) - \frac{4a_s}{L} \quad (5.15)$$

$$T_s = \frac{Q_s(L - 2a_s)}{L} \quad (5.16)$$

$$M_{s3} = K_7 Q_s R_{hext} \quad (5.17)$$

Con estos valores y las expresiones desarrolladas en la norma para el diseño de soportes, se calcularon los esfuerzos longitudinales, cortantes y circunferenciales cuyos valores se muestran en la Tabla 5.8.

Los esfuerzos longitudinales calculados fueron:

1. La suma del esfuerzo longitudinal de membrana y esfuerzo de flexión en el centro del recipiente, en la parte superior e inferior del habitáculo (σ_{s1}, σ_{s2}).
2. La suma del esfuerzo longitudinal de membrana y esfuerzo de flexión máximo del recipiente en la localización del soporte, en la parte superior e inferior del habitáculo (σ_{s3}, σ_{s4}). Este esfuerzo depende de la rigidez del recipiente en el soporte. El habitáculo se consideró como un recipiente rígido dado que cumplía con el criterio $a_s \leq 0.5R_{hext}$ especificado por la norma.

Dichos esfuerzos no deben exceder el valor del esfuerzo máximo permisible que para este caso corresponde a SE .

Los esfuerzos cortantes calculados fueron:

1. El esfuerzo cortante máximo en el recipiente rígido en las localizaciones E y F (Ver Figura 5.11) (τ_{s1}). Este esfuerzo no debe sobrepasar el valor de 0.8 veces el esfuerzo admisible del material del soporte.
2. El esfuerzo cortante máximo en la cabecera (τ_{s2}), el cual no debe exceder el valor de 0.8 veces el esfuerzo admisible en la cabecera.

El esfuerzo de membrana en una cabecera plana es igual a 0.

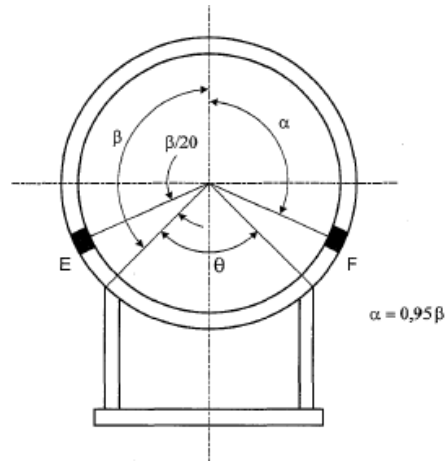


Figura 5.11 - Localización del esfuerzo cortante máximo en el recipiente [24].

Los esfuerzos circunferenciales determinados fueron:

1. El máximo esfuerzo de compresión circunferencial de membrana en la base del soporte (σ_{s6}), que no debe exceder el esfuerzo admisible del material del recipiente.
2. La suma del esfuerzo circunferencial compresivo de membrana y esfuerzo de flexión (σ_{s7}), el cual debe ser menor a 1.25 veces el esfuerzo admisible del material del habitáculo.

Los cálculos de los esfuerzos anteriormente descritos se realizaron para un soporte con ancho de la superficie de contacto con el recipiente de 0.04 m y factor de la condición del soporte con respecto al recipiente de 0.1, que corresponde a un soporte soldado al habitáculo.

Esfuerzos [KPa]							
σ_{s1}	σ_{s2}	σ_{s3}	σ_{s4}	τ_{s1}	τ_{s2}	σ_{s7}	σ_{s7}
5262,54	5498,16	5330,69	5430,01	961,89	114,53	-272,8	-4739,67

Tabla 5.8 - Esfuerzos longitudinales, cortantes y circunferenciales para el diseño del soporte.

6 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

El diseño de la cámara de pruebas transónica realizado bajo los supuestos de flujo estacionario, compresible, adiabático, no viscoso y gas ideal calóricamente perfecto, provee una configuración aerodinámica que permite alcanzar los números de Mach de régimen transónico establecidos para las pruebas, y soportar estructuralmente las presiones y temperaturas de operación alcanzadas. Los resultados obtenidos bajo estas simplificaciones hechas sobre el fluido, en concordancia con lo planteado en desarrollos aerodinámicos para flujo transónico [6], [1], [14] y diseños preliminares de cámaras de pruebas transónicas [13], [56], [77], representan una aproximación adecuada a las condiciones aerodinámicas del flujo real; por lo cual son válidos para representar el comportamiento del flujo al interior de la cámara de pruebas durante los ensayos.

Considerando que las ondas de choque provocan una desviación en la dirección del flujo que lo hace incidir en las paredes de la cámara transónica generando ondas de reflexión indeseadas en las pruebas, se asume como válida la suposición establecida por diversas investigaciones [41], [78], de que la extracción de un porcentaje de flujo másico de la sección de pruebas minimiza dichas reflexiones. El modelo analítico empleado en el diseño de la cámara para calcular el porcentaje de pared abierta que permite extraer este flujo másico es consistente con el supuesto anteriormente descrito, al asumir tanto la evacuación de una porción del flujo másico de prueba como de la porción correspondiente al crecimiento de la capa límite en las paredes. Los supuestos establecidos en este método también ratifican el funcionamiento del sistema propuesto para la evacuación de este flujo másico desde el habitáculo hacia el difusor.

A pesar de la aplicación de modelos bidimensionales para ondas de choque y fronteras abiertas, en consistencia con lo establecido en la teoría [1], [14] y desarrollos investigativos [41], la utilización de perfiles de pruebas tridimensionales en la sección, es admitida debido a que los efectos indeseados de las ondas de choque son considerablemente menores en perfiles tridimensionales que en bidimensionales.

Por su parte, aunque el porcentaje de 16,3% de pared abierta seleccionado no es el óptimo para todos los números de Mach de corriente libre establecidos, puede aceptarse su implementación para todo el rango de números de Mach de corrida, ya que la ubicación del modelo de pruebas dentro de la sección tiene en consideración las regiones de flujo desarrollado y disminución de número de Mach, y el sistema completo, que incluye la cámara de pruebas, modelo e instrumentación, debe ser calibrado para las condiciones aerodinámicas establecidas. Esto permite asumir, sin mayores imprecisiones, la pérdida de un porcentaje adicional de flujo másico.

El diseño estructural de los diversos componentes de la cámara de pruebas transónica proporciona una configuración que satisface los requerimientos de adaptabilidad y las condiciones aerodinámicas del flujo de prueba; en consistencia con lo establecido por el código ASME de recipientes a presión para cada una de las particularidades del diseño [25], [24].

La instrumentación y técnica de visualización, seleccionadas en correspondencia con lo señalado en diversos manuales y reportes [18], [40], satisfacen los principios físicos de medición y ópticos desarrollados, que pueden emplearse en régimen de flujo transónico.

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- Se diseñó una cámara de pruebas transónica cuya geometría y configuración es adaptable, aerodinámica y estructuralmente, a los componentes respectivos del túnel de viento trisónico, que corresponden a la tobera convergente divergente, en la parte anterior, y al difusor o *model cart* en la parte posterior según se especifique en diseños posteriores pertinentes.
- La cámara de pruebas transónica cumplió con los requerimientos aerodinámicos de presión, temperatura y velocidad que permiten su operación en un rango transónico de 0.8 a 1.2 Mach.
- El diseño de la sección de pruebas con un porcentaje de paredes abiertas permite disminuir los efectos de reflexión generados por las ondas de choque que se forman debido a la interacción del flujo con el modelo.
- El área transversal de la sección de pruebas aseguró la ejecución de pruebas con baja interferencia de bloqueo para perfiles aerodinámicos de dimensiones pertinentes, que garanticen la obtención de resultados significativos.
- Se logró extraer de manera efectiva el flujo másico proveniente de las paredes abiertas a través de un sistema de evacuación de aire que acoplado al habitáculo transporta el fluido a otro componente del túnel.
- La cámara de pruebas transónica cumple con los requerimientos de diseño estructural establecidos en el código ASME de recipientes a presión.
- El modelo aerodinámico empleado para el diseño de la cámara transónica admitió ensayos de perfiles tanto bidimensionales como tridimensionales, siempre y cuando para estos últimos se realice una corrección en el coeficiente de porosidad o ranurado, por efecto de las paredes, en la etapa de calibración.
- Las ventanas de visualización diseñadas consiguieron proveer las características ópticas y de posición necesarias para seleccionar un sistema de tipo Schlieren como técnica de visualización del flujo.
- Las condiciones aerodinámicas y estructurales de la cámara de pruebas definieron el tipo de instrumentación estándar seleccionada, sus especificaciones de desempeño, rangos de operación y tipo montaje.

7.2 Recomendaciones y trabajos futuros

- Considerando que la cámara de pruebas transónica estaría sometida a fatiga de bajo ciclaje, dada la condición de carga y descarga continua que sufre en cada corrida y que la somete a ciclos de múltiples deformaciones, se recomienda establecer un

procedimiento de inspección, una vez construida, que posibilite la detección de grietas para su seguimiento y control.

- Se sugiere un análisis futuro de vibraciones en la cámara de pruebas transónica, para las condiciones de operación que se establecen en cada corrida.
- Dado que la configuración de la cámara supone restricciones particulares para la instalación del soporte de los modelos, se plantea considerar la inclusión de un componente adicional denominado *model cart* que se ubicaría en la parte posterior de la cámara. El componente, que consiste en un recipiente o cámara, permitiría el montaje del soporte del modelo y se emplearía para las pruebas en los tres regímenes alcanzados por el túnel trisónico.
- La montura estructural que soporta la cámara de pruebas y fija su altura desde el suelo a la línea central del túnel de viento se plantea como un trabajo futuro que debe involucrar a los sistemas de soporte de los demás componentes del túnel y su relación de adaptación y posicionamiento; así como las restricciones de movilidad en las distintas direcciones de desplazamiento y los sistemas de bloqueo que garanticen el mantenimiento de la posición de operación definida.
- La selección y configuración del sistema de adquisición de datos y la calibración de los instrumentos de medición se concibe como un trabajo posterior al diseño completo del túnel de viento trisónico.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. J. BERTIN and R. M. CUMMINGS, *Aerodynamics for Engineers*, 5th ed. Mexico D.F., 2009.
- [2] R. L. MOTT, *Mecánica de Fluidos*, 6th ed. Mexico D.F., 2006.
- [3] H. SCHLICHTING and K. GERSTEN, *Boundary-Layer Theory*, 8th ed. Berlin, 2003.
- [4] H. J. RAMM, *Fluid Dynamics for the Study of Transonic Flow*. New York, 1990.
- [5] NASA, "Introduction to the Aerodynamics of Flight." [Online]. Available: <http://history.nasa.gov/SP-367/chapt5.htm>. [Accessed: 20-Feb-2014].
- [6] Y. A. CENGEL and M. A. BOLES, "Termodinámica," in *Termodinámica*, 6th ed., M. G. Hill, Ed. 2009, p. 1048.
- [7] "Schlieren Systems," *Aerolab*. [Online]. Available: <http://www.aerolab.com/products/schlieren-systems/>. [Accessed: 24-Nov-2015].
- [8] A. DAVIDHAZY, "Bullet at Mach 1.5." Rochester Institute of Technology.
- [9] P. F. MAEDER and A. D. WOOD, "Transonic Wind Tunnel Test Sections," vol. VII, 1956.
- [10] Lockheed Martin Missiles and Fire Control, "High Speed Wind Tunnel and Test Systems Design Handbook," Dallas, Texas, AER-EIR-13552-E, 2002.
- [11] "Conceptos Fundamentales de Mecánica de Fluidos," *Plus Formacion*. [Online]. Available: <http://www.plusformacion.com/Recursos/r/Conceptos-Fundamentales-Mecanica-Fluidos>. [Accessed: 01-Jun-2016].
- [12] Olemiss, "Tri-Sonic Wind Tunnel Facility." [Online]. Available: http://olemiss.edu/depts/aeroacoustics/UM_Aeroacoustics/Tri-Sonic_Wind_Tunnel.html. [Accessed: 08-Aug-2015].
- [13] M. GIUNI, "Preliminary Design of a Transonic Wind Tunnel," Politecnico di Milano, 2009.
- [14] J. D. ANDERSON, *Modern Compressible Flow*, 2nd ed. 1990.
- [15] H. . HURT, "Aerodynamics for Naval Aviators," *Univ. South. Calif.*, no. January, p. 432, 1965.
- [16] Flashbak, "Incredible Photos of Vintage NASA Wind Tunnels," 2016. [Online]. Available: <http://flashbak.com/incredible-photos-of-vintage-nasa-wind-tunnels->

38212/. [Accessed: 07-Jun-2016].

- [17] Central Aerohydrodynamic Institute, "Wind Tunnel T-106," 2016. [Online]. Available: http://tsagi.com/experimental_base/wind-tunnel-t-106/. [Accessed: 07-Jun-2016].
- [18] C. POPE, M. COOKSEY, and T. D. REED, "Calibration of Transonic and Supersonic Wind Tunnels," Dallas, Texas, 1977.
- [19] ONERA, "Advanced Measurement Techniques - Corrections applied in S2."
- [20] "Flow Field Measurements," *German-Dutch Wind Tunnels*. [Online]. Available: <http://www.dnw.aero/Skills-and-specialities/Measurement-techniques/Flow-field-measurement.aspx>. [Accessed: 26-Oct-2014].
- [21] "Hot-Wire and Hot-Film Anemometry."
- [22] NASA Glenn Research Center, "Internal Force Balance." NASA.
- [23] National Aeronautics and Space Administration, "Schlieren System." [Online]. Available: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/tunvschlrn.html>. [Accessed: 30-Aug-2014].
- [24] American Society of Mechanical Engineers, "Rules for Contruction of Pressure Vessels," in *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*, 2011th ed., 2011.
- [25] D. ANNARATONE, *Pressure Vessel Design*. Milán: Springer.
- [26] P. P. MILELLA, *Fatigue and Corrosion in Metals*. Springer, 2012.
- [27] R. BUDYNAS and J. NISBETT, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8th ed. México, D. F.: McGraw-Hill, 2008.
- [28] NASA, "Wind Tunnels." [Online]. Available: <http://www.nasa.gov/audience/forstudents/k-4/stories/what-are-wind-tunnels-k4.html#.U3q2gNJ5OHt>. [Accessed: 17-Nov-2014].
- [29] J. GREEN and J. QUEST, "A Short History of the European Transonic Wind Tunnel ETW," *Prog. Aerosp. Sci.*, 2011.
- [30] F. J. CAPONE, L. S. BANGERT, S. C. ASBURY, C. T. MILLS, and E. A. BARE, "The NASA Langley 16-Foot Transonic Tunnel," *Langley Res. Cent.*
- [31] NASA, "Blowdown Wind Tunnel," NASA. [Online]. Available: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/tunblow.html>. [Accessed: 30-Aug-2014].
- [32] Ohio State University, "Unsteady Transonic Wind Tunnel," *Aerodynamic Flow Control and Advanced Diagnostics Research Group*. [Online]. Available:

- <http://mae.osu.edu/labs/afcad/tools-facilities/transonic-wind-tunnel>. [Accessed: 17-Nov-2014].
- [33] University of Notre Dame, "FlowPAC," *Hessert Laboratory*, 2010. [Online]. Available: <http://www3.nd.edu/~flowpac/facilities/hessert2.shtml>. [Accessed: 11-Oct-2014].
 - [34] M. K. GOODRICH, "Aeronautical Wind Tunnels Europe and Asia," *Nasa Aeronaut. Res. Mission.*, 2006.
 - [35] M. L. REIS, J. B. FALCAO, and L. F. MORAES, "The TTP Transonic Wind Tunnel Mach Number Uniformity Analysis," *Meas. Sci. Direct*, 2014.
 - [36] N. POLLOCK, "Self Streamlining Wind Tunnels Without Computers," Brisbane, 1980.
 - [37] D. DAMLJANOVIC, J. ISAKOVIC, and B. RASUO, "T-38 Wind-Tunnel Data Quality Assurance Based on Testing of a Standard Model," *J. Aircr.*, vol. 50, p. 1141, 2013.
 - [38] Cart3D, "NACA 0012 (Euler)." [Online]. Available: [http://docs.desktop.aero/docs/cart3d/index.php/NACA_0012_\(Euler\)](http://docs.desktop.aero/docs/cart3d/index.php/NACA_0012_(Euler)). [Accessed: 07-Jun-2016].
 - [39] "AGARD-B Wind Tunnel Model," *Wikipedia*, 2015. [Online]. Available: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/en/thumb/e/ee/AGARD-C_standard_model_geometry.png/1024px-AGARD-C_standard_model_geometry.png. [Accessed: 07-Jun-2016].
 - [40] A. POPE, "Wind Tunnel Calibration Techniques," *Advis. Gr. Aeronaut. Res. Dev.*, no. April 1961, p. 148, 1961.
 - [41] G. M. STOKES, "A Method for the Design of Porous-Wall Wind Tunnels," Washington, 1956.
 - [42] Swagelok, "Pressure -Reducing Regulator Flow Curves." Swagelok, 2013.
 - [43] Swagelok, "Pressure Regulators RHPS Series." Swagelok, 2013.
 - [44] Swagelok, "Válvulas antirretorno por gravedad serie 50." Swagelok, pp. 165–167.
 - [45] "Pérdidas de carga localizadas o accidentales," p. 8.
 - [46] "Estación Depuradora de Aguas Residuales los Montesinos-Alicante," Universidad de Alicante.Escuela Politécnica Superior, 2003.
 - [47] Miliarium, "Cálculo de pérdidas de carga en tubería." [Online]. Available: <http://www.miliarium.com/Prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.asp>. [Accessed: 05-Jan-2016].
 - [48] Curtiis Wright, "Series 2600 Pressure Relief Valves." .

- [49] American Society of Mechanical Engineers, "Power Piping," in *ASME Code for Pressure Piping*, 2009th ed., 2009.
- [50] American Society of Mechanical Engineers, "Steel Pipe Flanges - Maximum Pressure and Temperature Ratings," in *ASME Pipe Flanges and Flanged Fittings*, 1996th ed., .
- [51] American Society of Mechanical Engineers, "Pipe Flanges and Gasket Dimensions," in *ASME Pipe Flanges and Flanged Fittings*, New York.
- [52] American Society of Mechanical Engineers, "Properties (Metric) Materials," in *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*, 2011th ed., New York, 2011.
- [53] NASA Ames Research Center, "11-by-11-foot Transonic Wind Tunnel," Silicon Valley, California.
- [54] NASA Langley Research Center, "A User's Guide to the Langley 16-Foot Transonic Tunnel Complex," 1990.
- [55] NASA Glenn Research Center, "Model Mounts." Nancy Hall.
- [56] J. NASH, "Design, Construction and Calibration of a Transonic Wind Tunnel," University of the Witwatersrand, 2012.
- [57] Ate Aerotech, "Arc Section Model Positioning System." [Online]. Available: <http://www.ate-aerotech.co.uk/wp-content/uploads/section-model-positioning-system.png>. [Accessed: 16-Dec-2015].
- [58] TecQuioment, "Technical equipment for engineering." [Online]. Available: <http://www.tecquipment.com/Aerodynamics/Supersonic.aspx?page=1>. [Accessed: 27-Apr-2016].
- [59] NASA Glenn Research Center, "Static Pressure Measurement." .
- [60] R. QUE and R. ZHU, "Aircraft Aerodynamic Parameter Detection Using Micro Hot-Film Flow Sensor Array and BP Neural Network Identification," *Sensors*, 2012.
- [61] G. UBERTINI and J. BATISTA, "Pressure Probe Development and Tests in a Transonic Wind Tunnel Calibration," no. 1974, 2011.
- [62] SAE, "Aerothermodynamic Test Instrumentation and Measurement." 1990.
- [63] Honeywell, "HIH-4602-A/C Series Humidity Sensors." .
- [64] Measurement Specialties, "HTU20D(F) RH/T Sensor IC: Digital Relative Humidity sensor with Temperature output," no. April. pp. 1–21, 2014.

- [65] Dantec Dynamics, "Probes for Hot-wire Anemometry." .
- [66] Brüel & Kjaer, "System Summary: Wind Tunnel Acoustic Test System." .
- [67] P. K. PANIGRAHI and K. MURALIDHAR, *Schlieren and Shadowgraph Methods in Heat and Mass Transfer*. New York: Springer, 2012.
- [68] T. NAMBU, A. HASHIMOTO, T. AOYAMA, and T. SATO, "Analysis and Modeling of Flow through Wind Tunnel Porous Wall," pp. 1–15, 2010.
- [69] W. C. YOUNG and R. G. BUDYNAS, *Roark 's Formulas for Stress and Strain*, 7th ed. New York: McGraw-Hill, 2002.
- [70] präzisions glas & optik, "NBK7 Optical Glass." [Online]. Available: <https://www.pgo-online.com/intl/katalog/BK7.html>. [Accessed: 08-Jul-2015].
- [71] Airfoil Tools, "NACA 0012 Airfoils." .
- [72] Cyclops Industries, "Type F-HS Flange Mounted Sight Glass," 2012. [Online]. Available: <http://sight-glass.cyclopswv.com/image?categid=1001&prodid=1007&imgname=432m.jpg>. [Accessed: 15-Feb-2016].
- [73] Klinger Fluid Control, "Borosilicate gauge glasses." .
- [74] Optics for devices, "Design strength of optical glass and ZERODUR ®," 2004.
- [75] K. B. DOYLE and M. A. KAHAN, "Design strength of optical glass."
- [76] Tech Info, "Laser wavelength charts." .
- [77] Florida Center for Advanced Aero-Propulsion, "Development of a Polysonic Wind Tunnel (PSWT) for the Florida Center for Advanced Aero-Propulsion." Florida State University, 2011.
- [78] B. RASUO, "On Boundary Layer Control in Two-Dimensional Transonic Wind Tunnels," 2006.
- [79] RS Components Ltd, "RS Pro Steel Girder Threaded Rod Clip & Hanger." [Online]. Available: <http://uk.rs-online.com/web/p/girder-threaded-rod-clips-hangers/0291004/>. [Accessed: 10-Jun-2016].

Anexo I – Especificaciones de desempeño y dimensiones de montaje de los instrumentos de medición seleccionados

Parameter	Minimum	Typical	Maximum	Unit	Specific Note
Interchangeability (first order curve)	–	–	–	–	–
0% RH to 59% RH	-5	–	5	% RH	–
60% RH to 100% RH	-8	–	8	% RH	–
Accuracy (best fit straight line)	-3.5	–	+3.5	% RH	1
Hysteresis	–	3	–	% RH	–
Repeatability	–	±0.5	–	% RH	–
Settling time	–	–	70	ms	–
Response time (1/e in slow moving air)	–	50	–	s	–
Stability (at 50% RH in one year)	–	±1.2	–	% RH	–
Voltage supply	4	–	5.8	Vdc	–
Current supply	–	200	500	µA	–
Output voltage temp. coefficient at 50% RH, 5 V	–	-4	–	mV/°C	–
Voltage output (1st order curve fit)	$V_{OUT} = (V_{SUPPLY})(0.0062(\text{sensor RH}) + 0.16)$, typical at 25 °C				
Temperature compensation	True RH = (sensor RH)/(1.0546-0.00216T), T in °C				
Operating temperature	-40[-40]	See Figure 1.	85[185]	°C[°F]	–
Operating humidity	0	See Figure 1.	100	% RH	2
Storage temperature	-50[-58]	–	125[257]	°C[°F]	–
Storage humidity	–	See Figure 2.	–	% RH	2

Specific Notes:

1. Device is calibrated at 5 Vdc and 25 °C.
2. Non-condensing environment.

General Notes:

- Sensor is ratiometric to supply voltage.
- Extended exposure to ≥90% RH causes a reversible shift of 3% RH.
- Sensor is light sensitive. For best performance, shield sensor from bright light.

Figura A.0.1 - Tabla de especificaciones de desempeño del sensor HIH-4602-A/C Series [63].

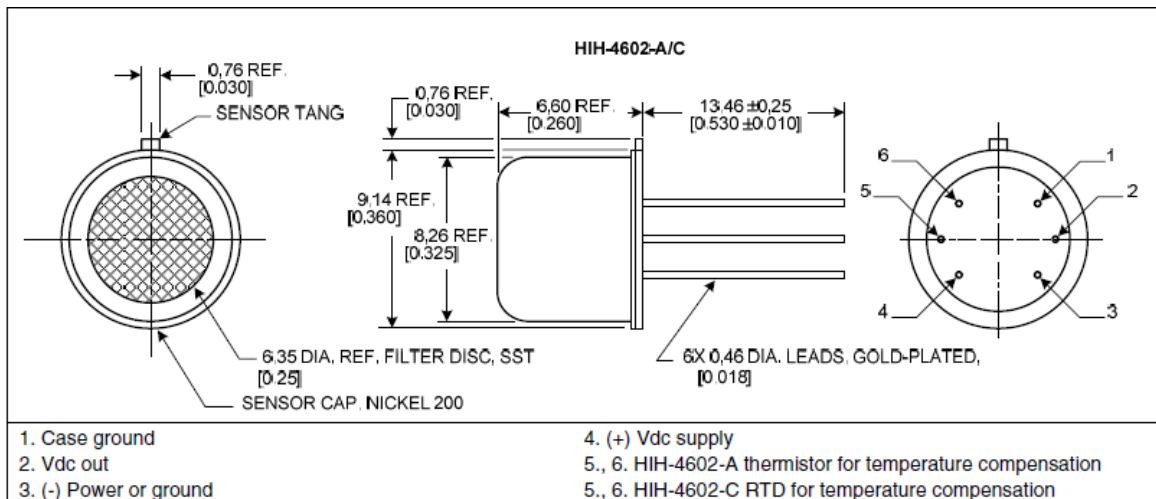


Figura A.0.2 - Dimensiones de montaje del sensor HIH-4602-A/C Series en mm [in] [63].

MAXIMUM RATINGS

Ratings	Symbol	Value	Unit
Storage Temperature	T_{stg}	-40 to 125	°C
Supply Voltage (Peak)	V_{cc}	3.8V	V_{dc}
Humidity Operating Range	RH	0 to 100	%RH
Temperature Operating Range	T_a	-40 to +125	°C
VDD to GND		-0.3 to 3.6V	V
Digital I/O pins (DATA/SCK) to VDD		-0.3 to VDD+0.3	V
Input current on any pin		-10 to +10	mA

Peak conditions: less than 10% of the operating time

RELATIVE HUMIDITY

(@T = 25°C, @Vdd = 3V)

Characteristics		Symbol	Min	Typ	Max	Unit
Resolution	12 bits			0.04		%RH
	8 bits			0.7		%RH
Humidity Operating Range		RH	0		100	%RH
Relative Humidity Accuracy @25°C (20%RH to 80%RH)	typ			±3		%RH
	max		See graph 1			%RH
Replacement		fully interchangeable				
Temperature coefficient (from 0°C to 80°C)		T _{cc}		-0.10	-0.15	%RH/°C
Humidity Hysteresis				±1		%RH
Measuring Time ⁽¹⁾	12 bits			14	16	ms
	11 bits			7	8	ms
	10 bits			4	5	ms
	8 bits			2	3	ms
PSRR					±10	LSB
Recovery time after 150 hours of condensation		t		10		s
Long term drift				0.5		%RH/yr
Response Time (at 63% of signal) from 33 to 75%RH ⁽²⁾		T _{RH}		5	10	s

⁽¹⁾ Typical values are recommended for calculating energy consumption while maximum values shall be applied for calculating waiting times in communication.

⁽²⁾ At 1m/s air flow

TEMPERATURE

Characteristics		Symbol	Min	Typ	Max	Unit
Resolution	14 bit			0.01		°C
	12 bit			0.04		°C
Temperature Operating Range		T	-40		+125	°C
Temperature Accuracy @25°C	typ			±0.3		°C
	max		See graph 2			°C
Replacement			fully interchangeable			
Measuring time ⁽¹⁾	14 bit			44	50	ms
	13 bit			22	25	ms
	12 bit			11	13	ms
	11 bit			6	7	ms

Figura A.0.3 - Tabla de especificaciones de desempeño del sensor HTU20D(F) [64].

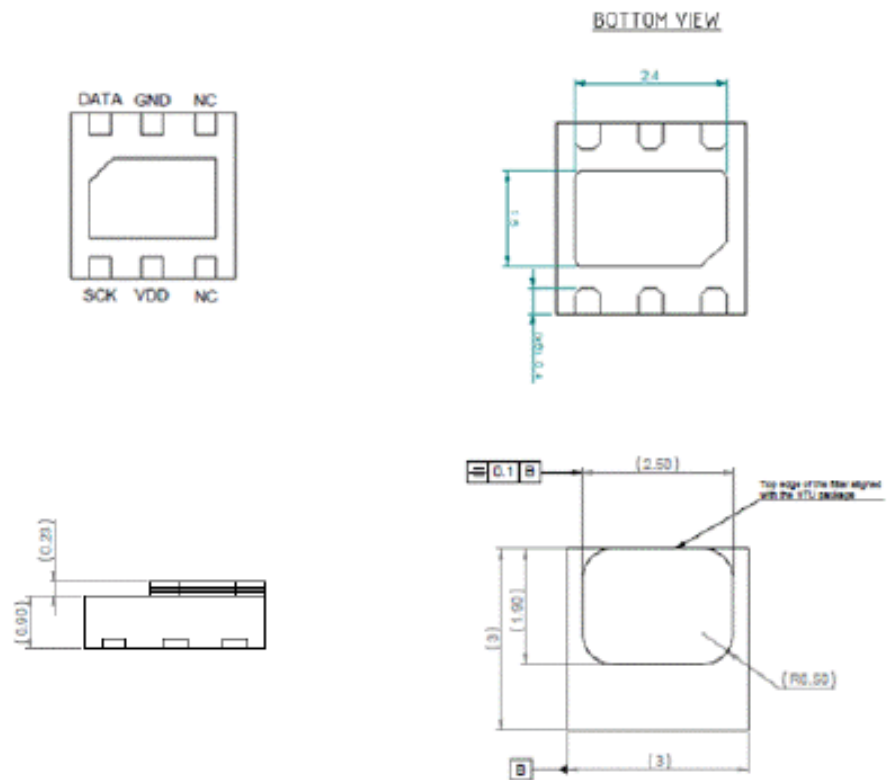


Figura A.0.4 - Dimensiones de montaje del sensor HTU20D(F) en mm [64].

Anexo II – Diagrama gráfico de la eficiencia de ligamentos

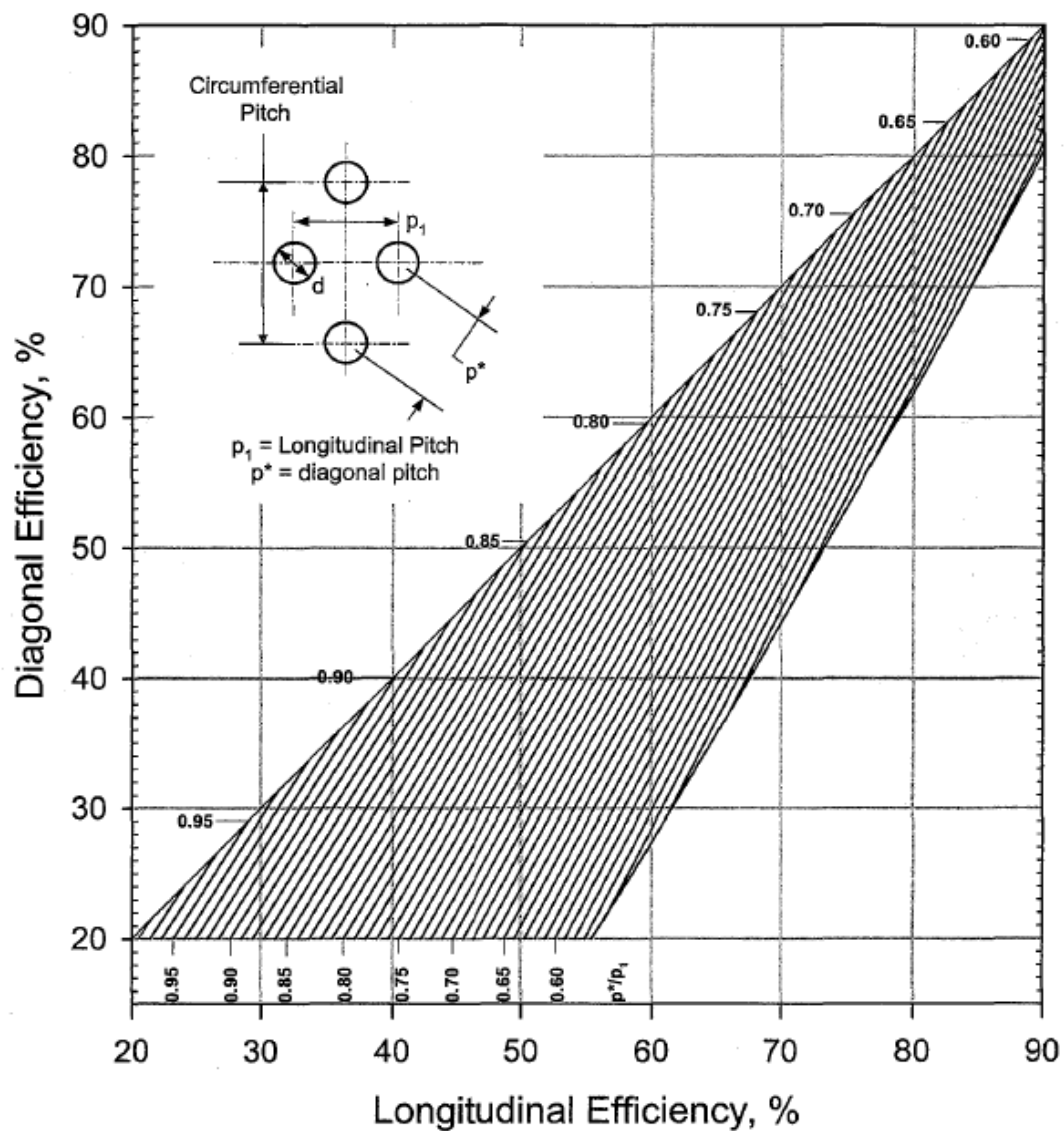


Figura A.0.5 - Gráfica para la determinación del factor de eficiencia de ligamentos longitudinales y diagonales en recipientes a presión [24].

Anexo III – Diseño detallado de la cámara de pruebas transónica

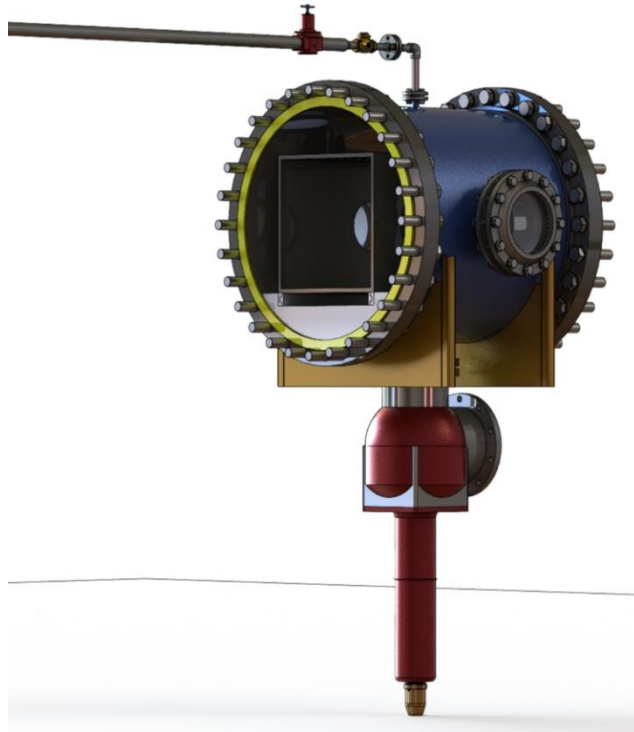


Figura A.0.6 - Cámara de pruebas transónica.

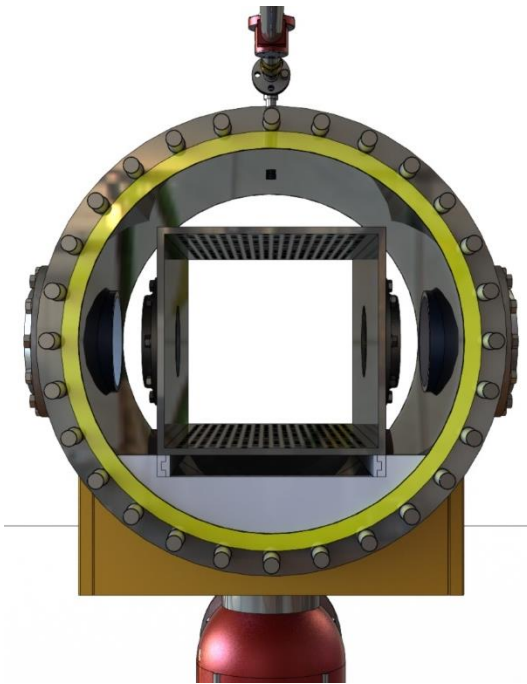


Figura A.0.7 - Vista frontal de la cámara de pruebas transónica.

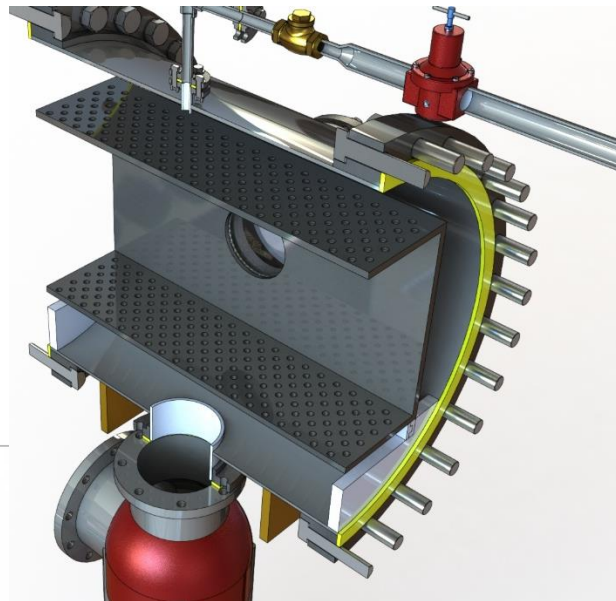
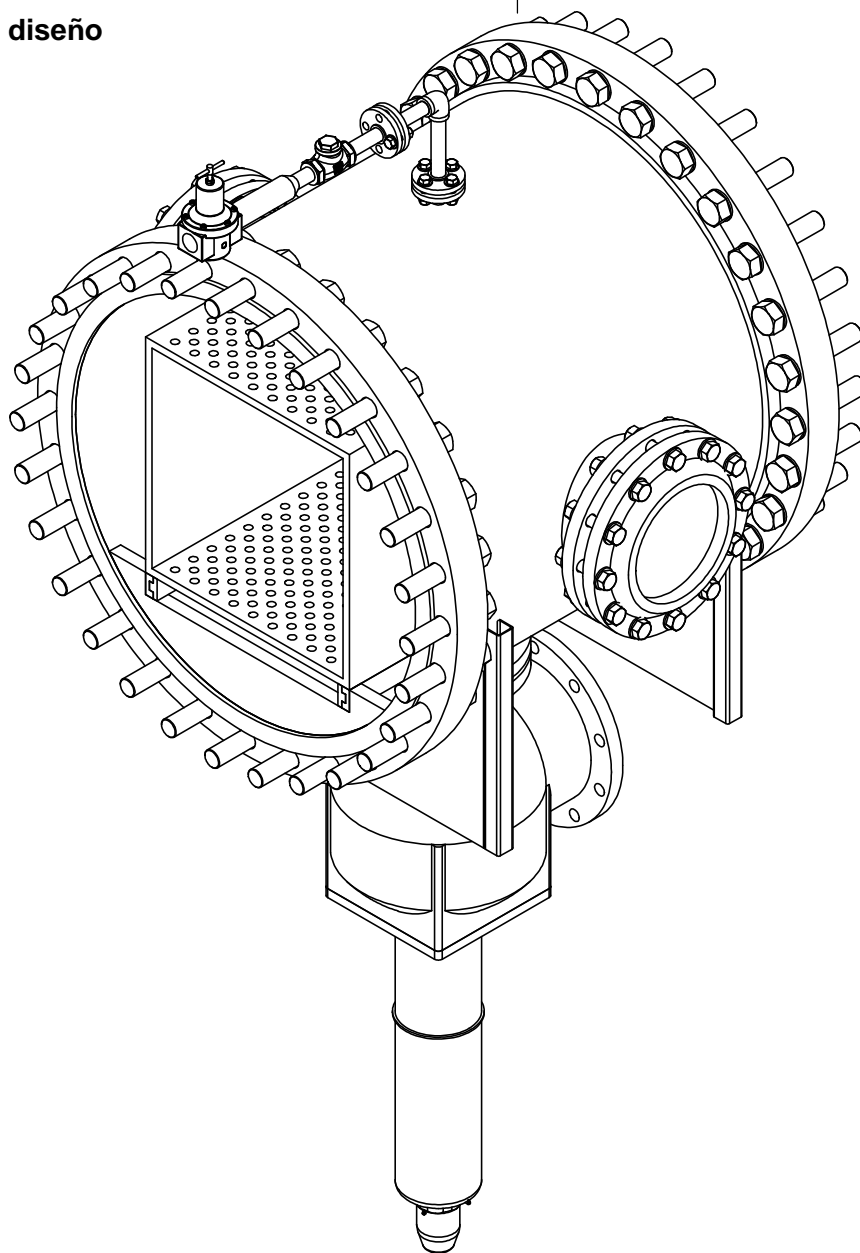


Figura A.0.8 - Vista en sección de la cámara de pruebas transónica.

Anexo IV - Planos de detalle de diseño



Dimensiones en cm

TÍTULO:	DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
				Recibido	Entregado
N.º DE DIBUJO	ING.	NOMBRE	FIRMA		
1		Isabella Valencia			
		Jairo A. Valdés			



G.I.I.D.A.

1

2

3

4

5

6

A

B

C

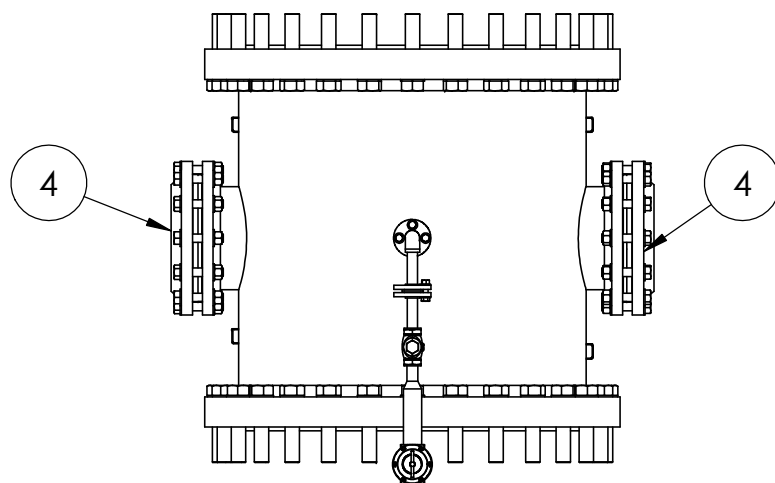
D

A

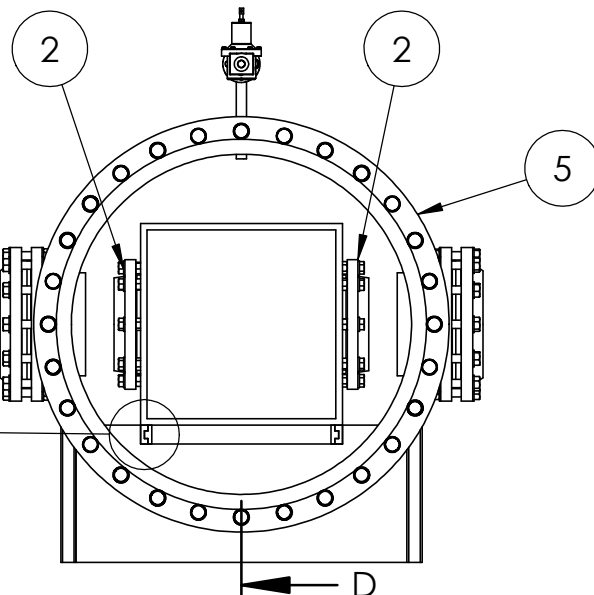
B

C

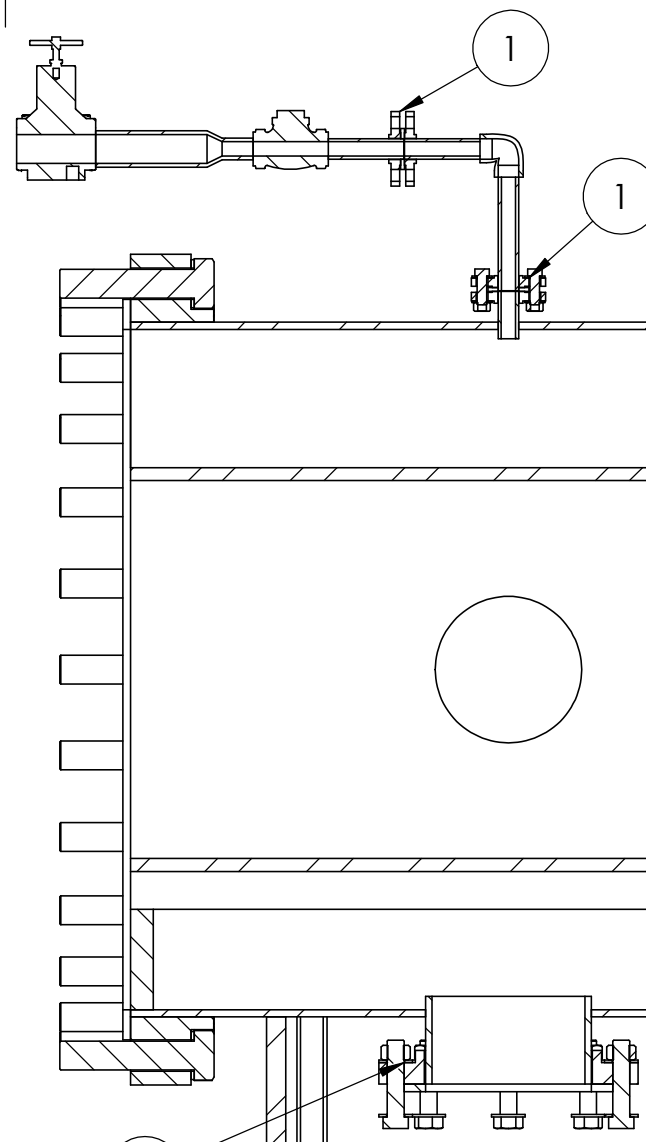
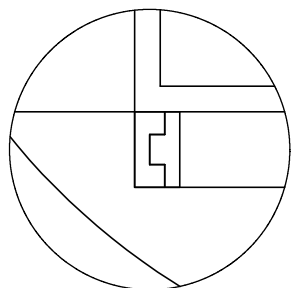
D



D




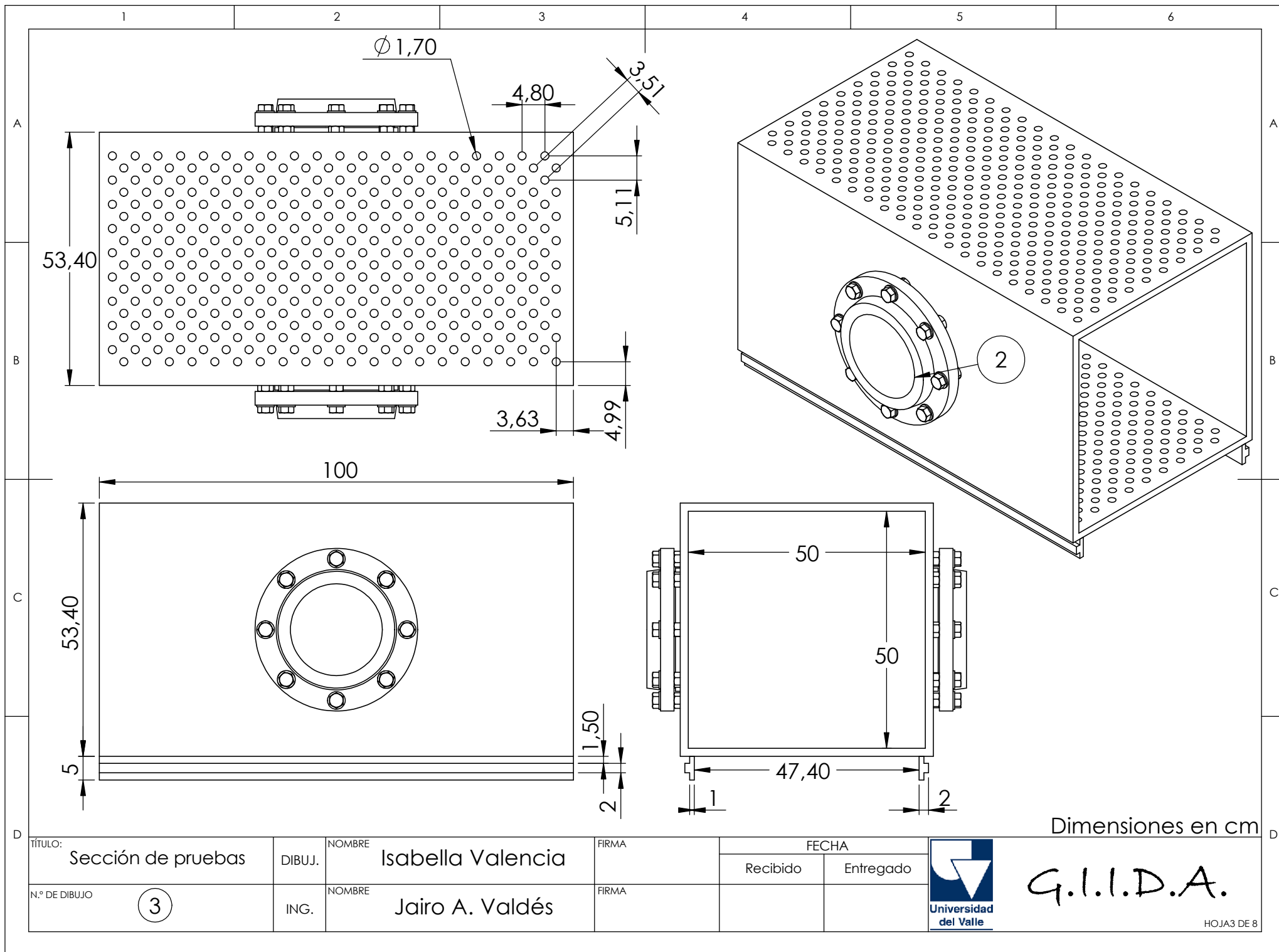
DETALLE E
ESCALA 1 : 5

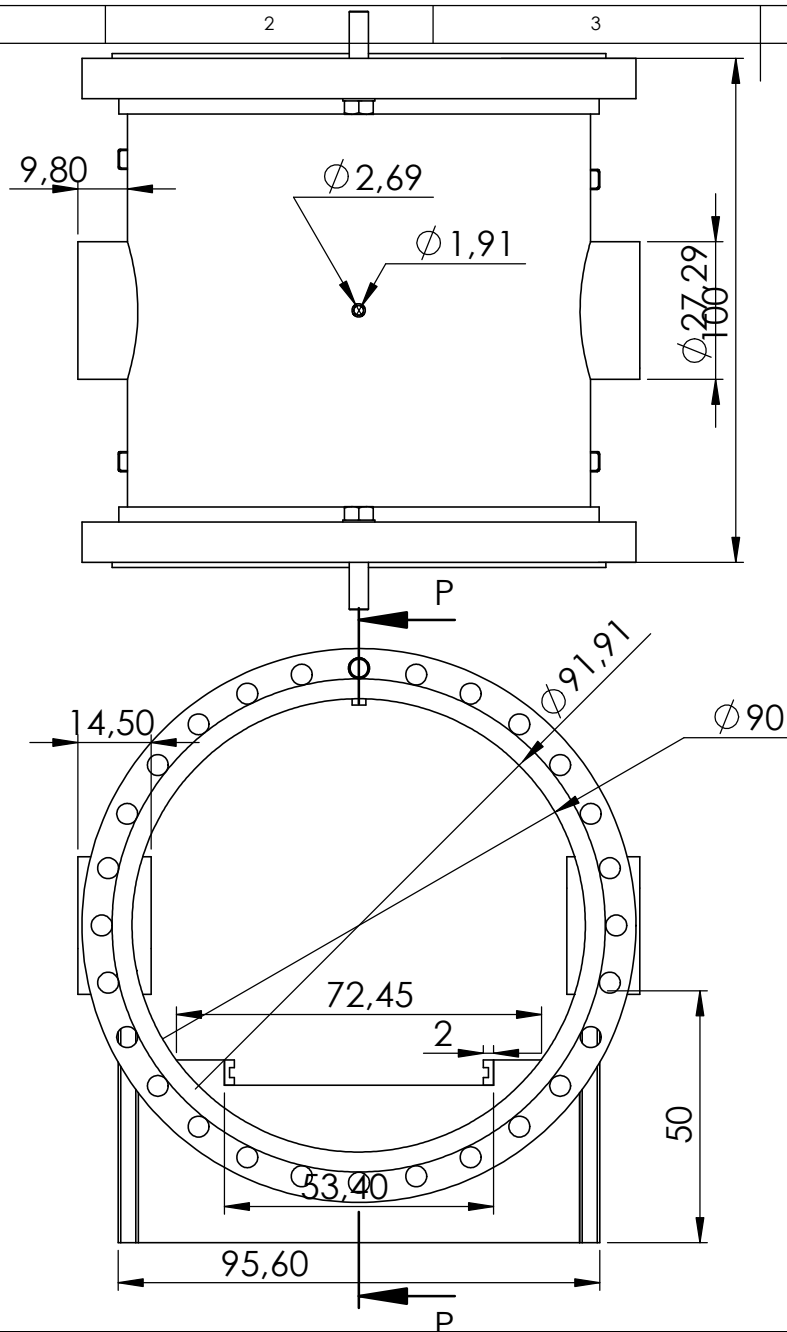


SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 10

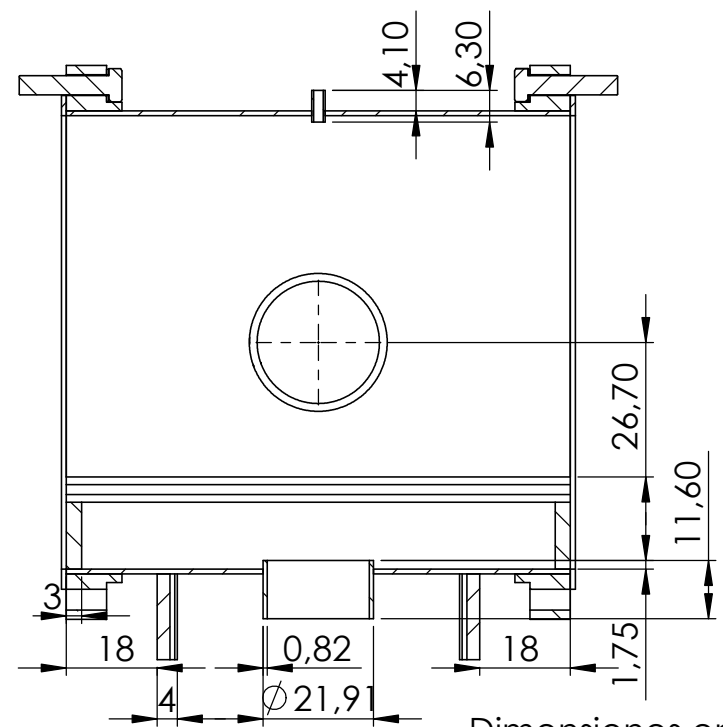
Dimensiones en cm

TÍTULO: Cámara de pruebas transónica	DIBUJ. ING.	NOMBRE Isabella Valencia	FIRMA	FECHA			G.I.I.D.A.
				Recibido	Entregado		
N.º DE DIBUJO 2		NOMBRE Jairo A. Valdés	FIRMA				




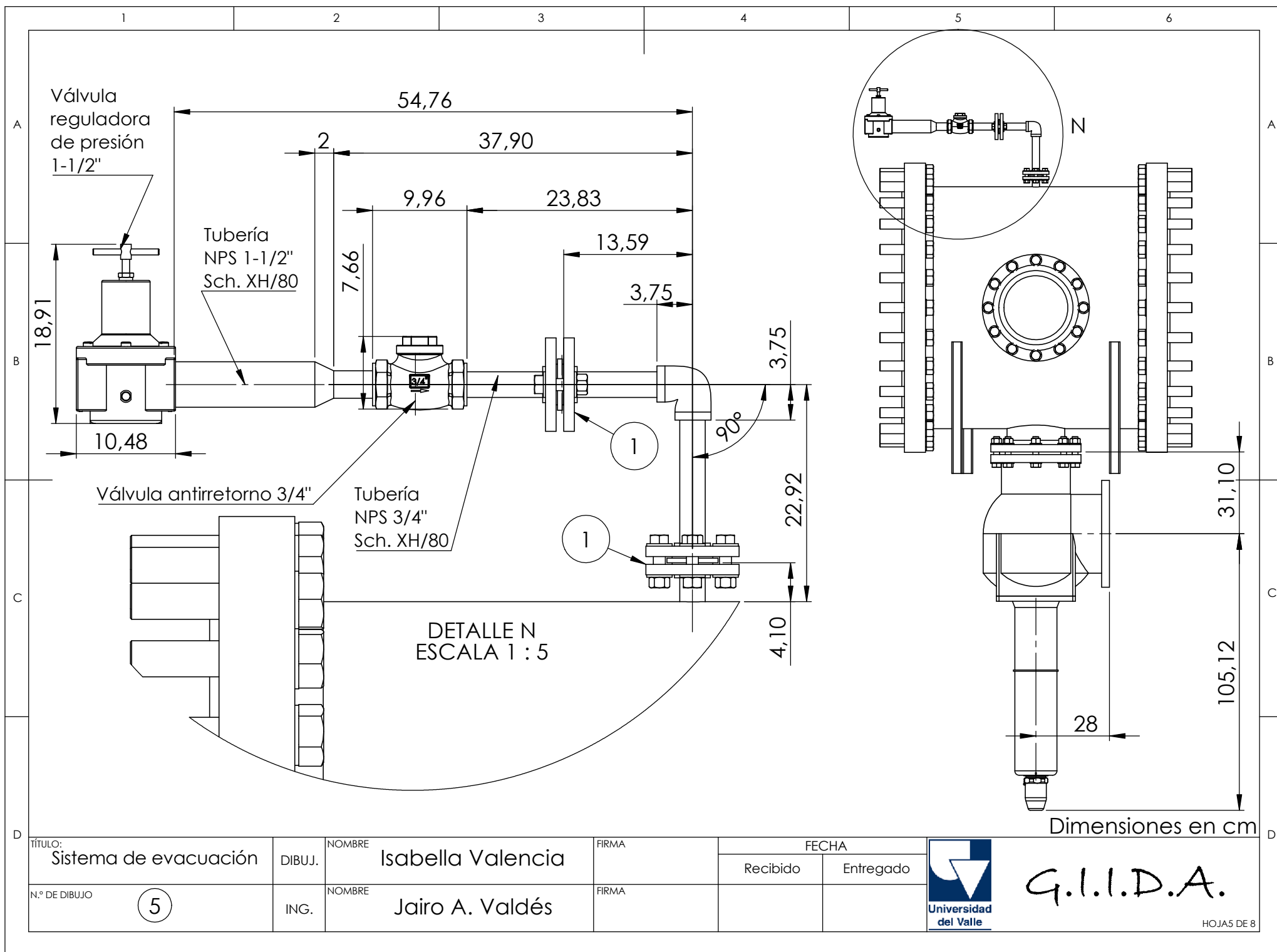


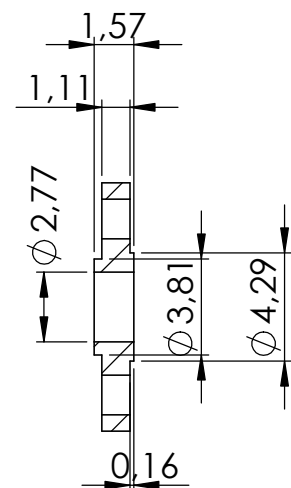
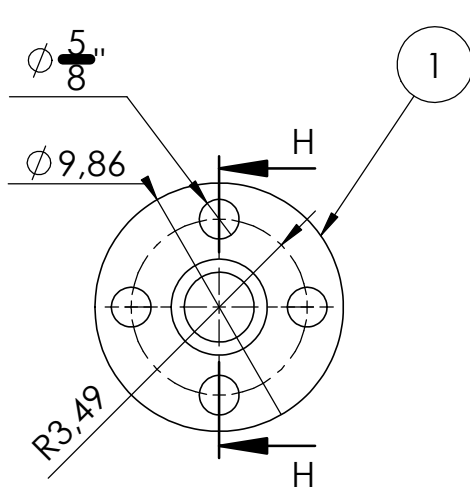
SECCIÓN P-P
ESCALA 1 : 15



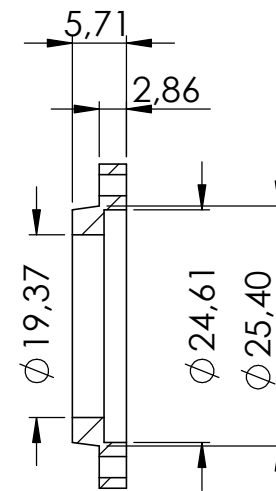
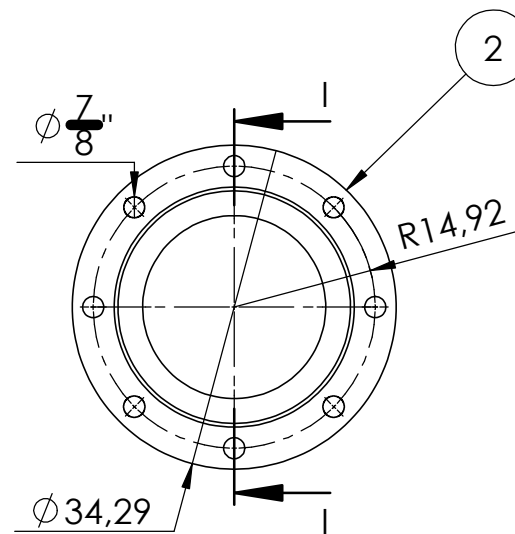
Dimensiones en cm

TÍTULO:	Habitáculo	DIBUJ.	NOMBRE	Isabella Valencia	FIRMA	FECHA		 Universidad del Valle	G.I.I.D.A.
						Recibido	Entregado		
N.º DE DIBUJO	4	ING.	NOMBRE	Jairo A. Valdés	FIRMA				

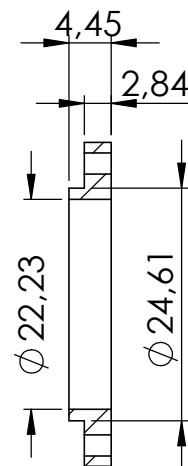
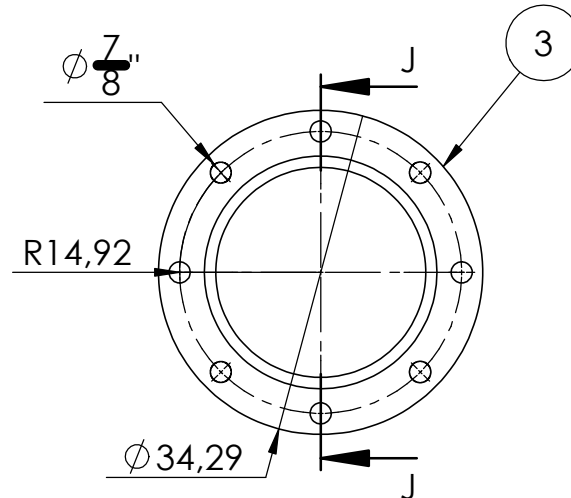




SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 3




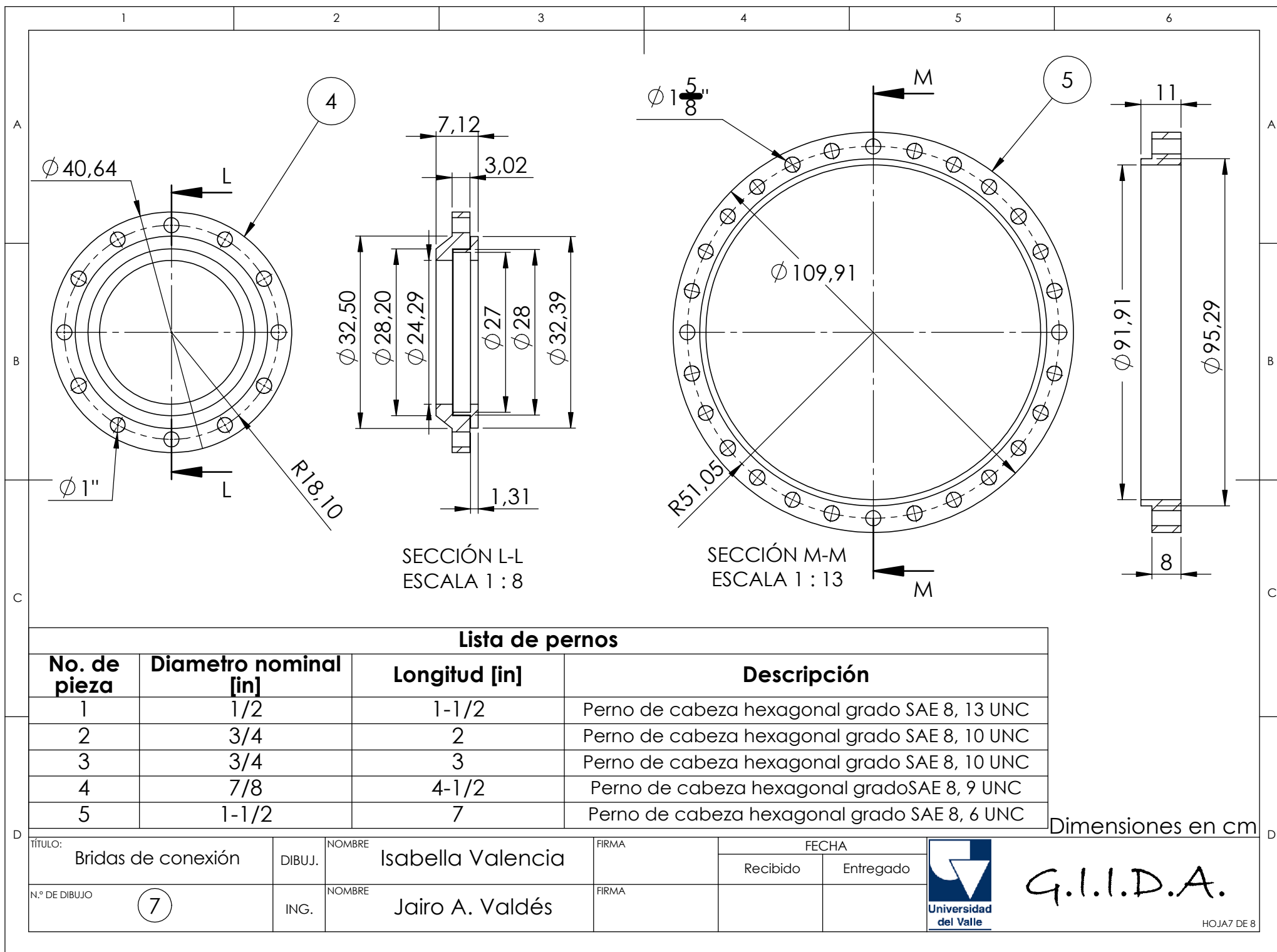
SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 8



SECCIÓN J-J
ESCALA 1 : 8

Dimensiones en cm

TÍTULO:	DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			<p>G.I.I.D.A.</p>
				Recibido	Entregado		
N.º DE DIBUJO		NOMBRE	FIRMA				
6	ING.	Isabella Valencia	Jairo A. Valdés				



1

2

3

4

5

6

A

A

B

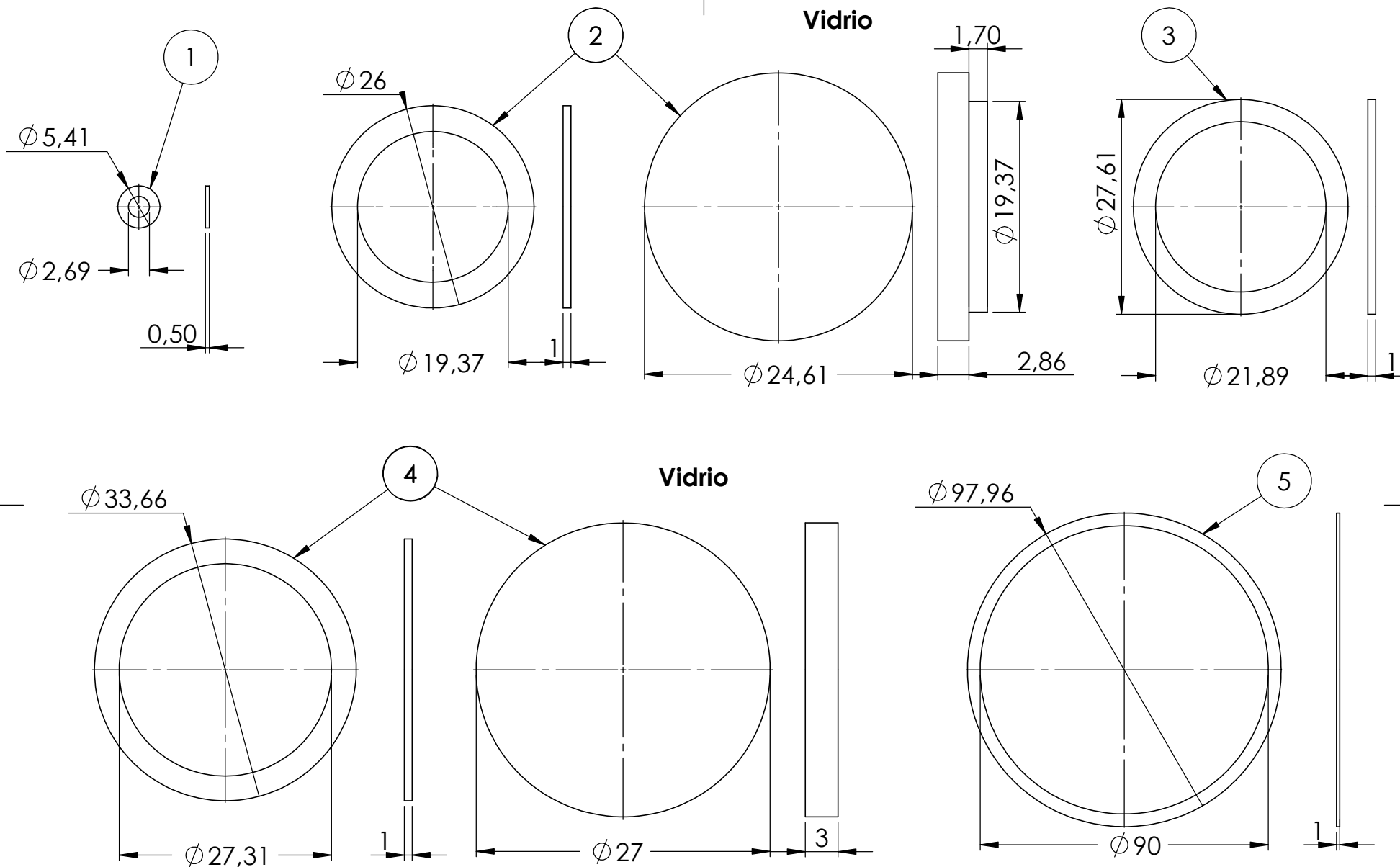
B

C

C

D

D

**Vidrio**

Dimensiones en cm

TÍTULO: Empaques de las conexiones
con bridas y vidrios de los
accesos ópticos

DIBUJ.

NOMBRE

Isabella Valencia

FIRMA

FECHA

Recibido

Entregado

N.º DE DIBUJO

8

ING.

NOMBRE

Jairo A. Valdés

FIRMA



G.I.I.D.A.

HOJA 8 DE 8